



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBÍNA PRO POHON KOMPRESORU

STEAM TURBINE FOR COMPRESSOR DRIVE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Filip Čoupek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Filip Čoupek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Kracík, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Parní turbína pro pohon kompresoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnete kondenzační parní turbínu pro pohon kompresoru pro následující parametry:

požadovaný výkon stroje 35,0 MW

teplota admisní páry 450,0 °C

tlak admisní páry 98,0 bar(a)

požadované otáčky poháněného stroje 12 500,0 1/min

průměrná teplota okolního vzduchu 32,0 °C

Další nespecifikované parametry vhodně zvolte s důrazem na standard API 612.

Cíle diplomové práce:

- 1) termodynamický návrh parní turbíny s ohledem na vybraná pevnostní kritéria,
- 2) provozní charakteristika vybraných veličin navržené PT,
- 3) koncepční řez vybraného uzlu turbíny.

Seznam doporučené literatury:

FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

KRBEK, J., B. POLESNÝ a J. FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.

ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s.,
54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Cílem diplomové práce je návrh kondenzační parní turbíny pro pohon kompresoru o zadáných parametrech. Základem je termodynamický výpočet průtočných kanálů stroje, které jsou ověřeny pevnostní kontrolou pro splnění normy API 612. Následně je vypracován základní návrh ucpávkového systému s vyrovnávacím pístem se zpětným zavedením použité páry do stupňové části. Poté je popsán výpočet pro axiální a radiální ložiska, na kterých je turbína uložena, a vypracována provozní charakteristika. Na závěr je přiložen konstrukční ideový výkres podélného řezu parní turbíny.

Summary

The aim of the master's thesis is the design of a condensing steam turbine to drive a compressor with specified parameters. Firstly, the thermodynamic calculation of the flow channels is made, which are verified by strength control to meet the API 612 standard. Following, the calculation for the axial and radial bearings, on which the turbine is mounted, is described and the operating characteristic is developed. Finally, a construction drawing of the longitudinal section of the steam turbine is attached.

Klíčová slova

Kondenzační parní turbína, mechanický pohon, norma API 612, termodynamický výpočet, pevnostní výpočet

Keywords

Condensing steam turbine, mechanical drive, API 612 standard, thermodynamic calculation, strength control

ČOUPEK, F. *Parní turbína pro pohon kompresoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2020. 90 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Kracík, Ph.D.

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením Ing. Petra Kracíka, Ph.D. s použitím materiálů uvedených v seznamu literatury.

Bc. Filip Čoupek

Děkuji vedoucímu práce Ing. Petrovi Kracíkovi, Ph.D. za velmi vstřícný přístup a užitečné rady při vedení mé práce.

Bc. Filip Čoupek

Obsah

Úvod	13
1 Základní parametry turbíny	14
2 Návrh regulačního stupně	17
2.1 Předběžný návrh regulačního stupně	17
2.1.1 Vstupní a výstupní parametry	18
2.1.2 Geometrie lopatek	19
2.1.3 Výkon a účinnost stupně	21
2.2 Detailní návrh regulačního stupně	22
2.2.1 Stupeň reakce	22
2.2.2 Výpočet rychlostí v rychlostních trojúhelnících	23
2.2.3 Tvar průtokového kanálu	26
2.2.4 Výpočet energetických ztrát	27
2.3 Pevnostní výpočet	31
2.3.1 Výpočet ohybového napětí	32
2.3.2 Výpočet tahového napětí	33
3 Návrh stupňové části	34
3.1 Předběžný návrh stupňové části	34
3.1.1 Stavové veličiny	35
3.1.2 Geometrie kuželu	36
3.1.3 Účinnost kuželu	38
3.1.4 Shrnutí předběžného návrhu	41
3.2 Detailní návrh stupňové části	43
3.2.1 Výpočet geometrie	45
3.2.2 Výpočet rychlostních trojúhelníků	46
3.2.3 Energetický výpočet	49
3.2.4 Vlastnosti stupně	52
3.2.5 Výsledky detailního návrhu	54
3.2.6 Shrnutí stupňové části	64
3.3 Pevnostní výpočet	65
3.3.1 Rotorová část	67
3.3.2 Statorová část	69
3.3.3 Výsledky výpočtu	70
4 Ucpávkový systém a návrh ložisek	73
4.1 Vyrovnávací píst	73
4.2 Ucpávkový systém	75
4.3 Axiální ložisko	76
4.4 Radiální ložiska	78
5 Výsledné parametry turbíny	81
6 Provozní charakteristika	82

OBSAH

Závěr	83
Reference	84
Seznam obrázků	84
Seznam tabulek	85
Seznam použitých zkratek a symbolů	87
Seznam příloh	90

Úvod

Parní turbíny jsou rotační stroje, které se používají k výrobě elektřiny, nebo k pohonu stroje. Vstupní pára o tepelné a kinetické energii je transformována na mechanickou práci na rotoru. Následně hřídel turbíny pohání přes spojku nebo převodovku buď generátor, v případě výroby elektřiny, nebo další libovolný průmyslový stroj využívající jako pohon rotující hřídel. Při konstrukci parních turbín je kladen velký důraz na životnost, spolehlivost a cenu. Mezi další požadavky může patřit např. účinnost transformace energie, regulační rozsah výkonu, provoz mimo návrhový stav a rychlost najíždění.

Obsahem této diplomové práce je návrh a termodynamický výpočet parní turbíny, která bude sloužit jako pohon ke kompresoru. Ze zadání je dále patrné, že navrhovaná turbína je kondenzační, tudíž za turbínou je zařazen vzduchem chlazený kondenzátor, kde pára kondenzuje v sytou kapalinu. Celý výpočet bude probíhat v programu Microsoft Excel s využitím doplňku X-Steam Tables (viz [1]), který slouží k přesnému stanovení vlastností vody a páry. Výpočet je iteračního charakteru, tj. průběžné nahrazování odhadovaných hodnot hodnotami přesnějšími.

Práce bude členěna do několika částí, které na sebe postupně navazují. Nejprve budou určeny vstupní parametry turbíny, jež se dále využijí při návrhu regulačního stupně, který slouží k její regulaci. Pára z regulačního stupně dále vstupuje do stupňové části. Této části bude věnována největší pozornost, neboť zde probíhá největší část výpočtu. Výsledkem bude jak termodynamický výpočet, tak i tvar průtokového kanálu. Součástí zadání je i pevnostní kontrola, která musí splňovat podmínky určeny normou API 612. Aby pára neunikala netěsnostmi, bude zaveden ucpávkový systém a pro kompenzaci axiální síly bude zaveden vyrovnávací píst. Pro správnou funkci turbíny budou pak vybrány i axiální a radiální ložiska. Následně pomocí výsledných parametrů turbíny bude vykreslena provozní charakteristika navržené turbíny. Na úplný závěr bude přiložen konstrukční výkres podélného řezu navrhované turbíny.

1. Základní parametry turbíny

Předtím, než lze navrhnout regulační stupeň a průtokový kanál, je nutné znát další veličiny, jako je např. termodynamická účinnost, hmotnostní průtok a izoentropický spád, který úzce souvisí s tlakem ve výstupním hrdle. K tomu bude sloužit tato kapitola. Tahle kapitola bude vycházet z metodiky popsané v [4], nebude-li uvedeno jinak.

Výpočet bude vycházet z následujících hodnot:

$$\text{požadovaný výkon stroje:} \quad P = 35 \text{ MW} \quad (1.1)$$

$$\text{teplota admisní páry:} \quad t_a = 450 \text{ °C} \quad (1.2)$$

$$\text{tlak admisní páry:} \quad p_a = 98 \text{ bar} \quad (1.3)$$

$$\text{požadované otáčky poháněného stroje:} \quad n = 12500 \text{ min}^{-1} \quad (1.4)$$

$$\text{průměrná teplota okolního vzduchu:} \quad t_{vzd} = 32 \text{ °C} \quad (1.5)$$

a bude celý proveden v prostředí Microsoft Excel s doplňkem parních tabulek X-Steam Tables [1], pomocí kterého budou zjišťovány parametry vody a vodní páry na základě již známých parametrů. Z uvedených hodnot je možné vyjádřit entalpii a entropii na vstupu do turbíny:

$$i_a = f(p_a; t_a) = 3245,44 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (1.6)$$

$$s_a = f(p_a; t_a) = 6,434 \text{ kJ K}^{-1} \text{ kg}^{-1} \quad (1.7)$$

Zadání specifikuje otáčky poháněného stroje, nikoliv hnací turbíny, tedy bylo nutné rozhodnout, zda-li bude hnací stroj spojen s kompresorem přes spojku a otáčky tak budou shodné, nebo jestli je potřeba regulace otáček skrz převodovku. V průběhu výpočtu bylo zjištěno, že je otáčky nutné snížit, a bylo počítáno s převodovkou.

Ze zadání je dále nutné navrhovat turbínu se souladem normy API 612. Tato norma specifikuje kritéria nejenom pro volbu materiálů, zpracování, testování, přepravování stroje atp., ale i návrh turbíny na 105 % jejích jmenovitých otáček. Taktéž požaduje, aby byla turbína schopna pevnostně vydržet 127 % jmenovitých otáček.

Jmenovité otáčky:

$$n_j = 5300 \text{ min}^{-1} \quad (1.8)$$

Otáčky, při kterých byla turbína navrhována (105 %):

$$n = 5565 \text{ min}^{-1} = 92,75 \text{ s}^{-1} \quad (1.9)$$

Před vstupem páry do regulačního stupně turbíny dojde ke tlakovým ztrátám v uzavírací armatuře škrcením páry. Tyto ztráty většinou činí 3–5 %, pro tento výpočet byla zvolena hodnota 4 %. Škrcení je izoentalpický děj, takže celková entalpie zůstává stejná jako před armaturou. V rámci celé práce bude zavedeno značení: stav 0 před statorovou částí rozváděcí mříže, tedy na vstupu, stav 1 mezi statorovou a rotorovou řadou a stav 2 za rotorovou řadou lopatek, tedy na výstupu.

$$p_0 = p_a \cdot p_{z1} = 98 \cdot (1 - 0,04) = 94,08 \text{ bar} \quad (1.10)$$

$$i_0 = i_a = 3245,44 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (1.11)$$

1. ZÁKLADNÍ PARAMETRY TURBÍNY

Z funkční závislosti je možné dopočítat entropii, měrný objem i teplotu na vstupu do regulačního stupně.

$$s_0 = f(p_0; i_0) = 6,451 \text{ kJ K}^{-1} \text{ kg}^{-1} \quad (1.12)$$

$$v_0 = f(p_0; i_0) = 0,032 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1} \quad (1.13)$$

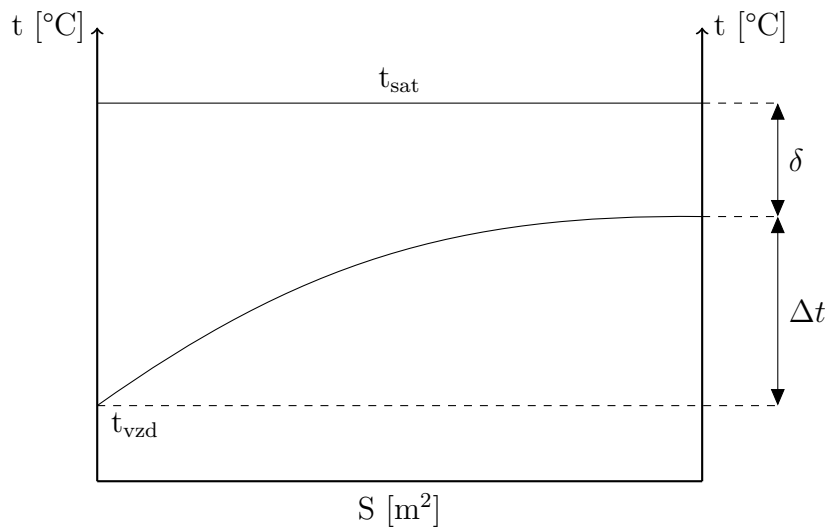
$$t_0 = f(p_0; i_0) = 447,7 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.14)$$

Mokrá pára, která vystupuje z turbíny, proudí do kondenzátoru. V návrhu této práce je uvažován kondenzátor chlazený vzduchem z okolí elektrárny o průměrně teplotě $t_{vzd} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$. Na základě doporučené literatury je voleno ohřátí Δt a nedohřev δ :

$$\Delta t = 10 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.15)$$

$$\delta = 8 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.16)$$

Na obrázku 1.1 je graficky vyobrazena změna teploty chladicího vzduchu v kondenzátoru.



Obrázek 1.1: Změna teploty v kondenzátoru

Konečná teplota saturace je tedy:

$$t_{sat} = t_{vzd} + \Delta t + \delta = 32 + 10 + 8 = 50 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (1.17)$$

které odpovídá saturační tlak:

$$p_{sat} = f(t_{sat}) = 0,124 \text{ bar} \quad (1.18)$$

Saturační tlak není stejný jako výstupní tlak za poslední lopatkovou řadou. Z tohoto důvodu je nutné připočítat ztrátu ve výstupním hrdle, která je závislá od absolutní rychlosti za posledním stupněm turbíny. Zpočátku byla tato rychlost vhodně zvolena a následně zpětně dosazena z (3.93). Koeficient kvality výstupního hrdla se volí v rozmezí $\xi \in (0,6; 1,4)$ a pro tento výpočet bylo zvoleno $\xi = 1,1$. Tlaková ztráta výstupním hrdlem:

$$\begin{aligned} p_{z5} &= 0,038 \cdot (\xi - 1) \cdot \left(\frac{c_2}{100} \right)^2 \cdot p_{sat} \\ &= 0,038 \cdot (1,1 - 1) \cdot \left(\frac{246,57}{100} \right)^2 \cdot 0,124 \\ &= 0,002 \text{ bar} \end{aligned} \quad (1.19)$$

Tlak za posledním stupněm:

$$p_k = p_{sat} + p_{z5} = 0,124 + 0,002 = 0,126 \text{ bar} \quad (1.20)$$

Z uvedených hodnot se pomocí funkční závislosti stanoví ideální stav páry za posledním stupněm.

$$s_{iz,k} = s_0 = 6,451 \text{ kJ K}^{-1} \text{ kg}^{-1} \quad (1.21)$$

$$i_{iz,k} = f(p_k; s_{iz,k}) = 2068,96 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (1.22)$$

$$v_{iz,k} = f(p_k; i_{iz,k}) = 9,212 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1} \quad (1.23)$$

Na celkový izoentropický spád u mnohostupňové turbíny má vliv i tzv. reheat factor, neboli koeficient zpětného využití ztrát. V závislosti na vstupních a výstupních parametrech a vnitřní termodynamické účinnosti se pohybuje v rozmezí 1,02 – 1,08 [3]. Ze začátku byl vhodně zvolen, následně v detailním výpočtu byl upřesněn a iteračně přepočítán z (5.8).

$$(1 + f) = 1,052 [-] \quad (1.24)$$

Izoentropický spád turbíny je:

$$h_{iz} = i_0 - i_{iz,k} = 3245,44 - 2068,96 = 1176,48 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (1.25)$$

a součet dílčích izoentropických spádů pro n -stupňovou turbínu je potom:

$$\sum_{i=1}^n h_{iz,i} = (1 + f) \cdot h_{iz} = 1,052 \cdot 1176,48 = 1237,66 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (1.26)$$

Poslední parametr, který je potřeba znát před výpočtem regulačního stupně, je hmotnostní průtok. Ten je možné odhadnout na základě požadovaného mechanického výkonu ku výsledné účinnosti celkového izoentropického spádu turbíny. Zpočátku byly hodnoty účinností vhodně zvoleny a následně zpětně iteračně dopočteny.

$$\eta_{tdi} = 0,841 [-] \quad (1.27)$$

$$\eta_{mech} = 0,9985 [-] \quad (1.28)$$

$$\eta_{pre} = 0,98 [-] \quad (1.29)$$

Výsledný hmotnostní průtok páry je tedy:

$$\dot{M}_p = \frac{P}{\sum_{i=1}^n h_{iz,i} \cdot \eta_{tdi} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{pre}} = \frac{35 \cdot 10^6}{1237,66 \cdot 10^3 \cdot 0,841 \cdot 0,9985 \cdot 0,98} = 36,90 \text{ kg s}^{-1} \quad (1.30)$$

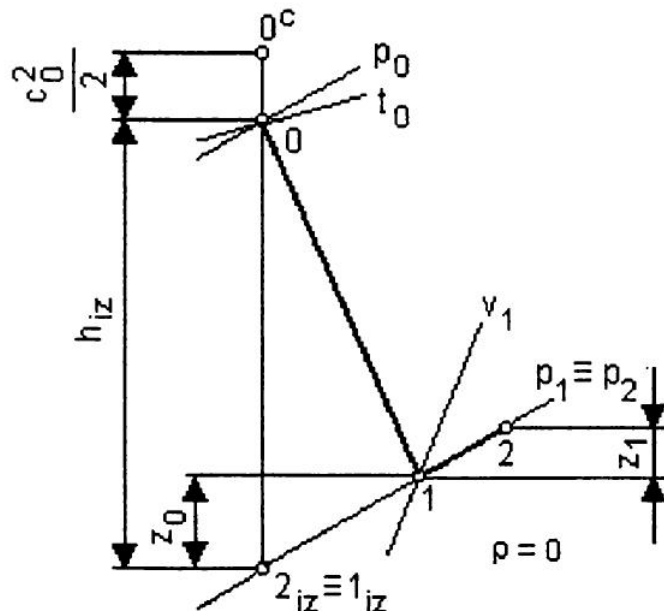
2. Návrh regulačního stupně

Součástí každé mnohostupňové turbíny s dýzovou regulací výkonu je tzv. regulační stupeň, který se nachází před vstupem do stupňové části a slouží k optimální regulaci hmotnostního toku páry proměnlivou velikostí průtokového průřezu, tj. parciálního ostříku. Podle počtu regulovaných odběrů se pak používá více regulačních stupňů, ale jelikož se v zadání této turbíny počítá bez odběrů, bude tedy regulační stupeň jen jeden. Na konci této kapitoly bude provedena pevnostní kontrola s vhodnou volbou lopatkových profilů. Výpočet regulačního stupně bude vycházet z postupu uvedeného v [3].

Používají se dva základní typy regulačních stupňů – A-kolo a Curtisův dvouvěncový stupeň. Oba dva mají své výhody a nevýhody. A-kolo dosahuje vyšší účinnosti, avšak zpracuje menší tepelný spád. K přednostem Curtisova stupně patří zejména zpracování vyššího spádu, díky čemuž dochází k rychlejšímu poklesu tlaku a teploty páry. Avšak druhý uvedený se používá spíše pro turbíny malých průtoků a výkonů, proto se bude v této práci navrhovat regulační stupeň v provedení A-kolo.

2.1. Předběžný návrh regulačního stupně

Předběžný návrh slouží ke zjištění základních výkonových charakteristik a geometrických parametrů, které pak vstupují do detailního návrhu. Během výpočtu dochází k řadě zjednodušení – např. jsou zanedbány některé ztráty a uvažuje se nulový stupeň reakce $\rho = 0$, tedy čistě rovnotlaké lopatkování, nicméně v praxi dochází k malé reakci i v rotorové řadě lopatek. Všechny hodnoty zde uvedené jsou již po finální optimalizaci.



Obrázek 2.1: Předběžný průběh expanze v regulačním stupni (A-kolo) [3]

2.1. PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH REGULAČNÍHO STUPNĚ

2.1.1. Vstupní a výstupní parametry

Jako vstupní hodnoty pro výpočet bude použit stav páry za regulačním ventilem, který je znám již z předešlé kapitoly:

$$\begin{aligned}p_0 &= 94,08 \text{ bar} \\i_0 &= 3245,44 \text{ kJ kg}^{-1} \\s_0 &= 6,451 \text{ kJ K}^{-1} \text{ kg}^{-1} \\v_0 &= 0,032 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1}\end{aligned}$$

Dále byl zvolen střední průměr lopatkování D_s a poměr $\frac{u}{c_{iz}}$, jehož optimum leží mezi $0,45 - 0,5$. Hodnoty zde uvedené jsou již po optimalizaci.

$$\frac{u}{c_{iz}} = 0,429 [-] \quad (2.1)$$

$$D_s = 0,64 \text{ m} \quad (2.2)$$

Následně byla vypočtena obvodová rychlost na středním průměru, která zároveň musí splňovat podmínku pevnosti:

$$\begin{aligned}u &= \pi \cdot D_s \cdot n = \pi \cdot 0,64 \cdot 92,75 = 186,48 \text{ m s}^{-1} \\u &\in (160 - 260 \text{ m s}^{-1})\end{aligned} \quad (2.3)$$

a z těchto hodnot lze dopočítat teoretickou izoentropickou absolutní rychlost páry:

$$c_{1iz} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)} = \frac{186,48}{0,429} = 434,40 \text{ m s}^{-1} \quad (2.4)$$

Poté byla zvolena vstupní rychlost páry c_0 do stupně:

$$c_0 = 25 \text{ m s}^{-1} \quad (2.5)$$

a stanovil se izoentropický spád:

$$h_{iz} = \frac{c_{1iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = \frac{434,40^2}{2} - \frac{25^2}{2} = 94,04 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (2.6)$$

Dopočte se izoentalpie na výstupu ze stupně při izoentropické expanzi:

$$i_{2iz} = i_0 - h_{iz} = 3245,44 - 94,04 = 3151,40 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (2.7)$$

Z funkční závislosti se získá tlak za regulačním stupněm:

$$p_2 = f(i_{2iz}; s_0) = 67,89 \text{ bar} \quad (2.8)$$

Z obrázku 2.1 lze vidět:

$$i_{1iz} = i_{2iz} = 3151,40 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (2.9)$$

$$p_1 = p_2 = 67,89 \text{ bar} \quad (2.10)$$

Je třeba ověřit, zda nebylo dosaženo kritického tlakového poměru v dýze následujícím vztahem:

$$p_{krit} = 0,546 \cdot p_0 = 0,546 \cdot 94,08 = 51,37 \text{ bar} \quad (2.11)$$

Podmínka $p_1 \geq p_{krit}$ je splněna a může se volit nerozšířená dýza. Poměr tlaků $\frac{p_2}{p_0}$ by však neměl přesáhnout hodnotu 0,8, což je také splněno:

$$\frac{p_2}{p_0} = \frac{67,89}{94,08} = 0,72 < 0,8 \quad (2.12)$$

Pro stanovení parametrů páry za dýzou je třeba dopočítat ztráty ve statoru z_0 , který se odvíjí od rychlostního součinitele φ . Ten je dán ohnutím proudu ve statoru, ze začátku bude vhodně zvolen a následně zpětně iteračně dopočítán podle rychlostních trojúhelníků:

$$\varphi = 0,970 [-] \quad (2.13)$$

Ztráty ve statoru jsou:

$$z_0 = h_{iz} \cdot (1 - \varphi^2) = 94,04 \cdot (1 - 0,970^2) = 5,478 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (2.14)$$

a tedy entalpie a měrný objem ve stavu 1 jsou:

$$i_1 = i_{iz} + z_0 = 3151,40 + 5,478 = 3156,88 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (2.15)$$

$$v_1 = f(p_2 = p_1; i_1) = 0,041 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1} \quad (2.16)$$

2.1.2. Geometrie lopatek

Další volbou je výstupní úhel z rozváděcí mříže, který taktéž byl v detailním výpočtu optimalizovaný a zpětně dosazený.

$$\alpha_1 \in (12^\circ; 18^\circ) \quad (2.17)$$

$$\alpha_1 = 13^\circ \quad (2.18)$$

Pro výpočet délky lopatky byla nejprve uvažována její délka při totálním ostříku $\varepsilon = 1$:

$$l_{0t} = \frac{\dot{M}_p \cdot v_1}{\pi \cdot D_s \cdot c_{1iz} \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_1} = \frac{36,9 \cdot 0,041}{\pi \cdot 0,64 \cdot 434,40 \cdot 0,970 \cdot \sin 13} = 0,0080 \text{ m} \quad (2.19)$$

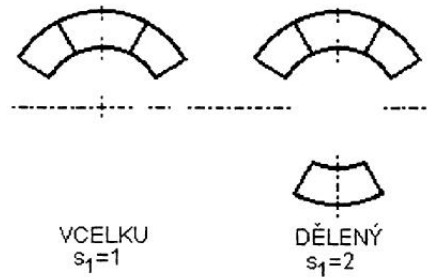
Pro určení optimální délky rozváděcí lopatky je důležitá znalost součinitelů δ (zde se otáčky dosazují v min^{-1}) a α :

$$\delta = \frac{c}{a} \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D_s^{0,5}} = 0,1467 \cdot \frac{0,429}{\left(\frac{5565}{1000}\right)^{0,2} \cdot 0,64^{0,5}} = 0,0558 [-] \quad (2.20)$$

$$\alpha = \sqrt{\frac{D_s}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D_s}} = \sqrt{\frac{0,64}{0,0398 \cdot 1 + 0,0558 \cdot 0,64}} = 2,9112 [-] \quad (2.21)$$

kde $\frac{c}{a} = 0,1467 [-]$ a $\frac{b}{a} = 0,0398 [-]$ jsou experimentální konstanty pro A-kolo. Pro výpočet byl použit druh parciálního ostříku vcelku ($s_1 = 1$), viz následující obrázek 2.2.

2.1. PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH REGULAČNÍHO STUPNĚ



Obrázek 2.2: Druhy parciálního ostříku [3]

Optimální délka rozváděcí lopatky je:

$$l_{opt} = \alpha \cdot \frac{\sqrt{l_{0t}}}{10} = 2,9112 \cdot \frac{\sqrt{0,0080}}{10} = 0,0260 \text{ m} \quad (2.22)$$

Skutečná délka je zaokrouhlení l_{opt} na milimetry:

$$l_0 = 0,026 \text{ m} \quad (2.23)$$

Pomocí následujícího vztahu se určí redukovaná délka L_{red} (dosazuje se v centimetrech):

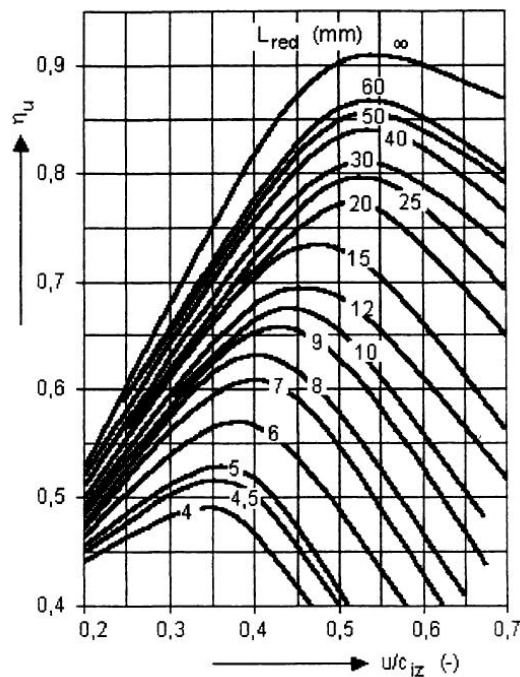
$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_0} = \frac{2,6}{1 + \left(\frac{2,6}{2,6}\right)^2 - 0,0558 \cdot 2,6} = 0,0140 \text{ m} \quad (2.24)$$

a následně se pomocí obrázku 2.3 určí redukovaná účinnost η_u :

$$\eta_u = 0,72 [-] \quad (2.25)$$

Nyní již lze dopočítat parciální ostřík, jehož doporučená hodnota je v rozmezí $0,2 - 0,5$, aby byla regulace jen v horní části skříně:

$$\varepsilon = \frac{l_{0t}}{l_0} = \frac{0,0080}{0,026} = 0,308 [-] \quad (2.26)$$

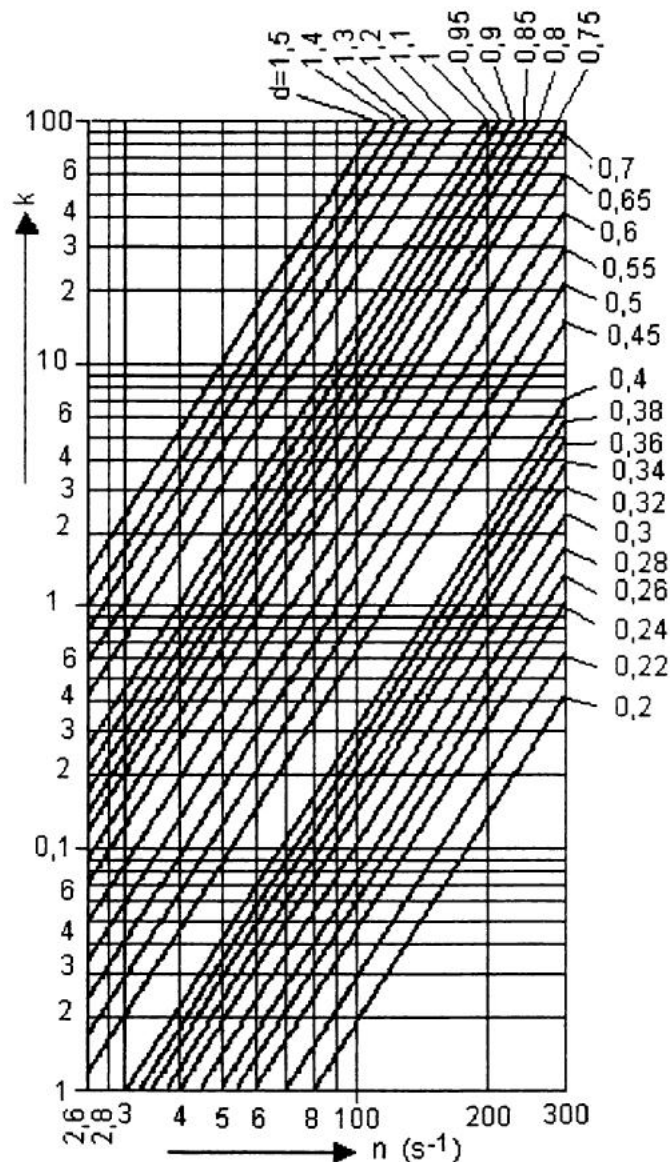


Obrázek 2.3: Redukovaná účinnost regulačního stupně (A-kola) [3]

2.1.3. Výkon a účinnost stupně

Ze závislosti otáček a středního průměru se z obrázku 2.4 stanoví součinitel ztráty třením a ventilací regulačního stupně:

$$k = 2 \text{ [-]} \quad (2.27)$$



Obrázek 2.4: Ztráty třením a ventilací regulačního stupně [3]

Absolutní hodnota ztráty třením a ventilací je:

$$z_5 = \frac{k}{\dot{M}_p \cdot v_1} = \frac{2}{36,9 \cdot 0,041} = 1,317 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (2.28)$$

Podělením izoentropickým spádem se dostane poměrná hodnota ztráty:

$$\xi = \frac{z_5}{h_{iz}} = \frac{1,317}{94,04} = 0,014 \text{ [-]} \quad (2.29)$$

2.2. DETAILNÍ NÁVRH REGULAČNÍHO STUPNĚ

díky níž se určí předběžná vnitřní účinnost:

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi = 0,72 - 0,014 = 0,706 [-] \quad (2.30)$$

a výkon regulačního stupně:

$$P_i = \dot{M}_p \cdot (h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}) \cdot \eta_{tdi} = 36,9 \cdot (94,04 \cdot 10^3 + \frac{25^2}{2}) \cdot 0,706 = 2450 \text{ kW} \quad (2.31)$$

Z následujícího vztahu je možné vyjádřit entalpii na výstupu:

$$\begin{aligned} i_2 &= i_0 + \frac{c_0^2}{2} - \eta_{tdi} \cdot (h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}) \\ &= 3245,44 \cdot 10^3 + \frac{25^2}{2} - 0,706 \cdot (94,04 \cdot 10^3 + \frac{25^2}{2}) = 3179,36 \text{ kJ kg}^{-1} \end{aligned} \quad (2.32)$$

a měrný objem, jenž bude využit při detailním návrhu:

$$v_2 = f(p_2 = p_1; i_2) = 0,042 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1} \quad (2.33)$$

2.2. Detailní návrh regulačního stupně

Cílem předběžného návrhu bylo stanovení základních geometrických rozměrů a výkonných charakteristik, které se v této kapitole využijí. Z předběžného návrhu jsou převzaty:

- otáčky rotoru turbíny n ,
- hmotnostní průtok páry \dot{M}_p ,
- střední průměr lopatkování D_s ,
- izoentropický spád na stupeň h_{iz} ,
- tlak páry p_2 a měrný objem v_2 za regulačním stupněm,
- parciální ostřík ε .

2.2.1. Stupeň reakce

V této části bude zvolen stupeň reakce pro regulační stupeň, a tedy i rozdělení izoentropických spádů na stator a rotor. Dále bude potřeba ověřit kritické proudění dýzou pomocí tlaku mezi statorovou a rotorovou řadou (stav 1).

Regulační stupeň se zpravidla volí jako akční s malým stupněm reakce $\rho \leq 0,1$. Na začátku byla tato hodnota vhodně zvolena a po optimalizaci upravena na:

$$\rho = 0,07 [-] \quad (2.34)$$

Rozdělení izoentropických spádů na stator a rotor je pak:

$$h_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot h_{iz} = (1 - 0,07) \cdot 94,04 = 87,45 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (2.35)$$

$$h_{iz}^R = \rho \cdot h_{iz} = 0,07 \cdot 94,04 = 6,58 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (2.36)$$

K určení tlaku v mezeře mezi statorem a rotorem je potřeba znát izoentalpii v tomto bodě, kterou lze spočítat díky izoentropického spádu na stator:

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz}^S = 3245,44 - 87,45 = 3157,99 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (2.37)$$

Tlak v mezeře je:

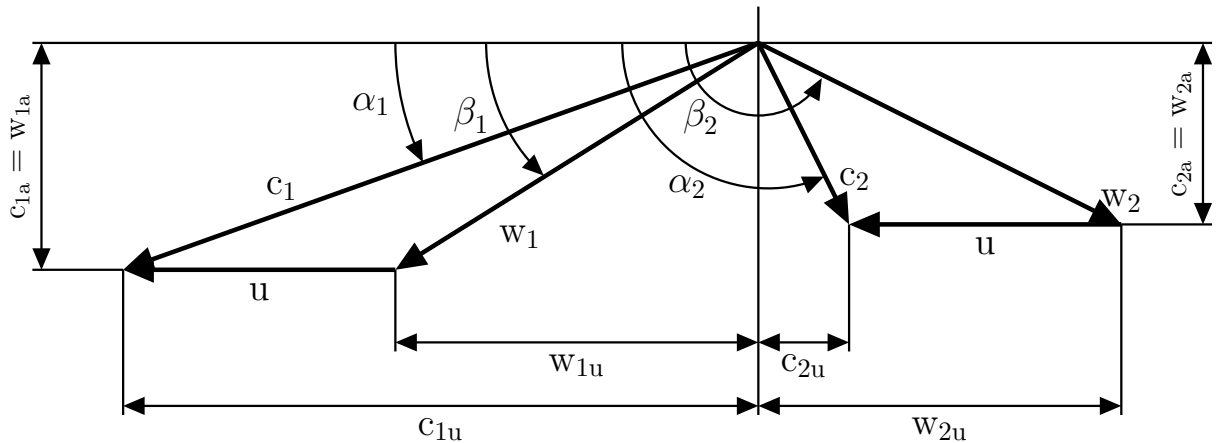
$$p_1 = f(i_{1iz}; s_0) = 69,51 \text{ bar} \quad (2.38)$$

Nyní je potřeba opět zkontrolovat, zda nedochází ke kritickému proudění. Pomocí vztahu (2.11) uvedeného v předchozí části je již známo, že $p_{krit} = 51,37 \text{ bar}$, a tedy:

$$p_1 \geq p_{krit} \Rightarrow \text{nedochází ke kritickému proudění} \quad (2.39)$$

2.2.2. Výpočet rychlostí v rychlostních trojúhelnících

Výpočet rychlostních trojúhelníků bude probíhat podle obrázku 2.5. Tyto trojúhelníky jsou dány vstupním úhlem α_1 , výstupním úhlem β_2 a dále rychlostními součiniteli φ a ψ (viz obrázek 2.6). Tyto rychlostní součinitelé budou dále korigovány korekčním součinitelem z obrázku 2.7. Během výpočtu vystupují neznámé veličiny, které budou ze začátku vhodně voleny a následně zpětně iteračně dopočteny. Jsou to tyto veličiny: $\alpha_1, \beta_1, \alpha_2, \beta_2, \varphi$ a ψ .



Obrázek 2.5: Rychlostní trojúhelníky pro regulační stupeň [4] – upraveno

Nejprve se určí teoretická rychlost c_{1iz} podle následujícího vztahu:

$$c_{1iz} = \sqrt{2(1 - \rho)h_{iz} + c_0^2} = \sqrt{2(1 - 0,07) \cdot 94,04 \cdot 10^3 + 25^2} = 418,97 \text{ m s}^{-1} \quad (2.40)$$

Následně se volí úhel α_1 , který byl zvolen stejný jako při předběžném návrhu. Celý výpočet je iteračního charakteru. Uvedené výsledky jsou již po poslední iteraci. Doporučené hodnoty pro volbu úhlu α_1 jsou:

$$\alpha_1 \in (12^\circ; 18^\circ) \quad (2.41)$$

$$\alpha_1 = 13^\circ \quad (2.42)$$

V následujícím výpočtu vystupují úhly β_1, α_2 a β_2 , které jsou zatím neznámé, proto jsou vhodně voleny a následně zpětně iteračně dosazeny ze vztahů (2.53), (2.61) a (2.64).

$$\Delta\alpha = \alpha_2 - \alpha_1 = 92,31 - 13 = 79,31^\circ \quad (2.43)$$

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = 154,84 - 23,57 = 131,28^\circ \quad (2.44)$$

2.2. DETAILNÍ NÁVRH REGULAČNÍHO STUPNĚ

Nyní lze odečíst anebo dopočítat rychlostní součinitele φ' a ψ' z obrázku 2.6, které budou složít jako vstupní hodnoty. Výsledky zde uvedené jsou již po úpravě i korekčním součinitelem z obrázku 2.7:

$$\varphi = k_d \cdot \varphi' = 0,989 \cdot 0,981 = 0,970 [-] \quad (2.45)$$

$$\psi = k_l \cdot \psi' = 0,878 \cdot 0,935 = 0,821 [-] \quad (2.46)$$

Pro přehlednější výpočty bude index 1 značit veličiny na vstupu do rotoru, index 2 na výstupu z rotoru, pro obvodové rychlosti bude použit index u a pro axiální rychlosti index a . Absolutní rychlost na výstupu z dýzy:

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1iz} = 0,970 \cdot 418,97 = 406,58 \text{ m s}^{-1} \quad (2.47)$$

Relativní rychlost na výstupu z dýzy:

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} \\ &= \sqrt{406,58^2 + 186,48^2 - 2 \cdot 406,58 \cdot 186,48 \cdot \cos 13} = 228,76 \text{ m s}^{-1} \end{aligned} \quad (2.48)$$

Obvodová složka absolutní a relativní rychlosti na výstupu z dýzy:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 406,58 \cdot \cos 13 = 396,16 \text{ m s}^{-1} \quad (2.49)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 396,16 - 186,48 = 209,68 \text{ m s}^{-1} \quad (2.50)$$

Axiální složka absolutní a relativní rychlosti na výstupu z dýzy:

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 406,58 \cdot \sin 13 = 91,46 \text{ m s}^{-1} \quad (2.51)$$

$$w_{1a} = c_{1a} = 91,46 \text{ m s}^{-1} \quad (2.52)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z dýzy:

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} = \arccos \frac{209,68}{228,76} = 23,57^\circ \quad (2.53)$$

Teoretická relativní rychlost na výstupu z rotoru:

$$w_{2iz} = \sqrt{2\rho \cdot h_{iz} + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot 0,07 \cdot 94,04 \cdot 10^3 + 228,76^2} = 255,92 \text{ m s}^{-1} \quad (2.54)$$

Relativní rychlost na výstupu z rotoru:

$$w_2 = \psi \cdot w_{2iz} = 0,821 \cdot 255,92 = 210,01 \text{ m s}^{-1} \quad (2.55)$$

Absolutní rychlost na výstupu z rotoru, kde úhel β_2 je ze vztahu (2.64):

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 \cdot u \cdot \cos(180 - \beta_2)} \\ &= \sqrt{210,01^2 + 186,48^2 - 2 \cdot 210,01 \cdot 186,48 \cdot \cos(180 - 154,84)} = 89,35 \text{ m s}^{-1} \end{aligned} \quad (2.56)$$

Axiální složka relativní a absolutní rychlosti na výstupu z rotoru:

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 = 210,01 \cdot \cos 154,84 = -190,09 \text{ m s}^{-1} \quad (2.57)$$

$$c_{2u} = w_{2u} + u = -190,09 + 186,48 = -3,61 \text{ m s}^{-1} \quad (2.58)$$

2. NÁVRH REGULAČNÍHO STUPNĚ

Obvodová složka absolutní a relativní rychlosti na výstupu z rotoru:

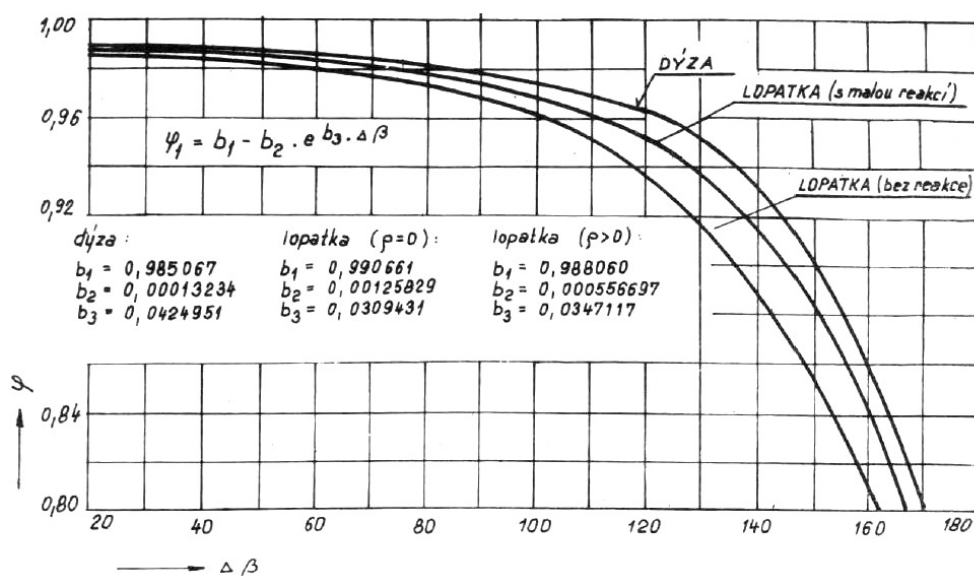
$$c_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 = 210,01 \cdot \sin 154,84 = 89,28 \text{ m s}^{-1} \quad (2.59)$$

$$w_{2a} = c_{2a} = 89,28 \text{ m s}^{-1} \quad (2.60)$$

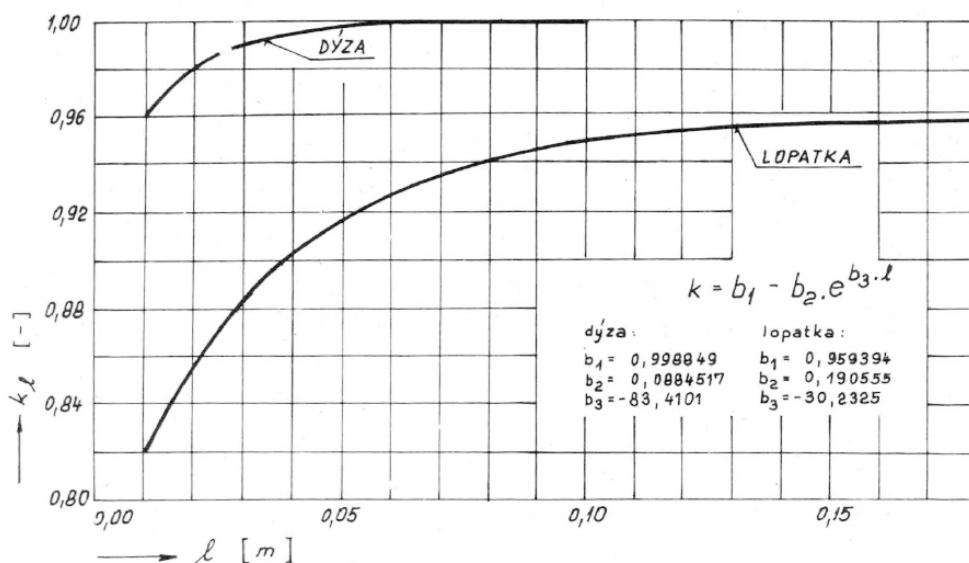
Úhel absolutní rychlosti na výstupu z rotoru:

$$\alpha_2 = 180 + \arctan \frac{c_{2a}}{c_{2u}} = 180 + \arctan \frac{89,28}{-3,61} = 92,31^\circ \quad (2.61)$$

Po dopočtení úhlu β_2 ze vztahu (2.64) se opět iteračně upřesní výsledek. Na obrázku 2.8 jsou vyobrazeny rychlostní trojúhelníky pro regulační stupeň.

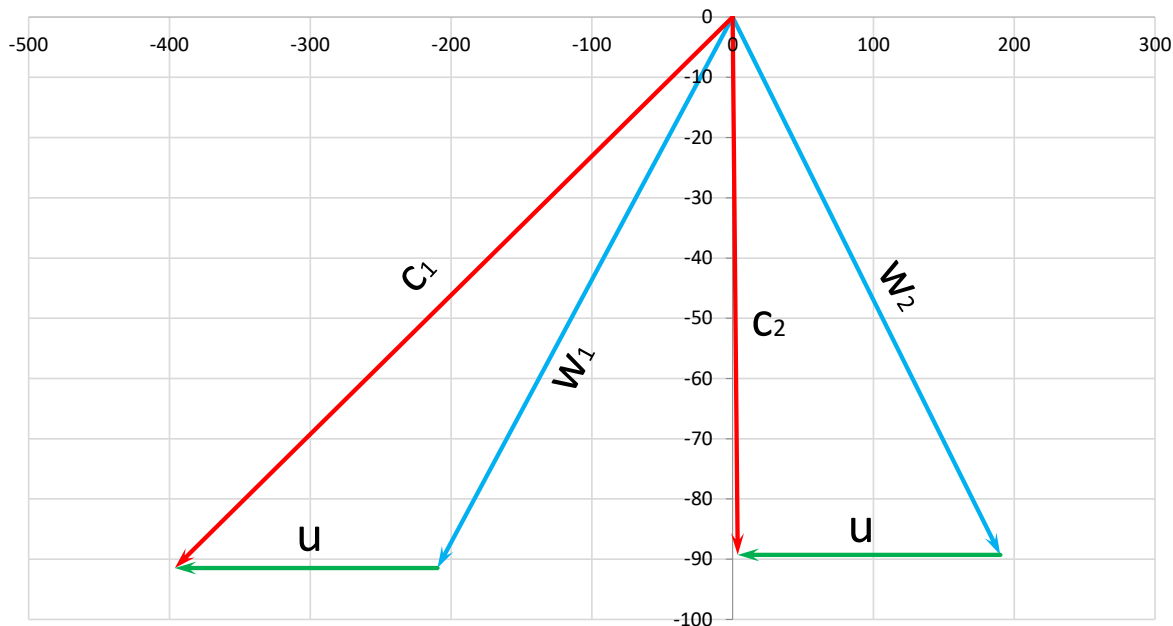


Obrázek 2.6: Závislost rychlostních součinitelů na ohnutí proudu [4]



Obrázek 2.7: Závislost korekčního součinitele na délce lopatky [4]

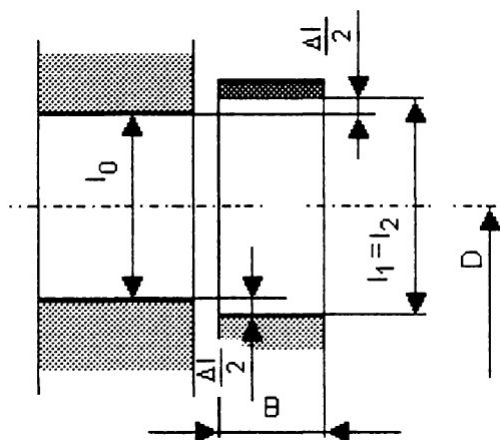
2.2. DETAILNÍ NÁVRH REGULAČNÍHO STUPNĚ



Obrázek 2.8: Rychlostní trojúhelníky v regulačním stupni

2.2.3. Tvar průtokového kanálu

Cílem této části je navrhnout geometrii lopatek a průtokového kanálu. Používají se dva základní typy průtokových kanálů – kuželový a válcový. Pro tento návrh byl použit kanál ve tvaru válce (viz obrázek 2.9).



Obrázek 2.9: Válcový průtokový kanál [3]

Délka lopatky l_0 závisí na měrném objemu ze vztahu (2.70):

$$l_0 = \frac{\dot{M}_p \cdot v_1}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} = \frac{36,9 \cdot 0,040}{\pi \cdot 0,64 \cdot 0,308 \cdot 406,58 \cdot \sin 13} = 0,026 \text{ m} \quad (2.62)$$

Dále je potřeba zvolit přesah oběžných lopatek. Tento přesah se doporučuje volit v rozmezí 1 – 3 mm.

$$\begin{aligned} \Delta l &= 0,002 \text{ m} \\ l_1 &= l_0 + \Delta l = 0,026 + 0,002 = 0,028 \text{ m} \\ l_2 &= l_1 = 0,028 \text{ m} \end{aligned} \quad (2.63)$$

Následně se dopočítá úhel β_2 , který se zpětně dosadí do vztahu (2.44):

$$\begin{aligned}\beta_2 &= 180 - \arcsin \frac{M_p \cdot v_2}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot l_2} \\ &= 180 - \arcsin \frac{36,9 \cdot 0,042}{\pi \cdot 0,64 \cdot 0,308 \cdot 210,01 \cdot 0,026} = 154,84^\circ\end{aligned}\quad (2.64)$$

Nyní jsou již známy délky lopatek a lze tedy určit korekční součinitele k_d a k_l z obrázku 2.7, které se zpětně dosadí do vztahů (2.45) a (2.46).

Již z předběžného návrhu je znám i střední průměr, přejde se tedy k samotnému návrhu kanálu. Index p bude značit patní průměr a index h průměr hlavy. Průtokový kanál má rozměry na vstupu do stupně:

$$\begin{aligned}D_{0s} &= D_s = 0,64 \text{ m} \\ D_{0p} &= D_s - l_0 = 0,64 - 0,026 = 0,614 \text{ m} \\ D_{0h} &= D_s + l_0 = 0,64 + 0,026 = 0,666 \text{ m}\end{aligned}\quad (2.65)$$

na vstupu do rotoru:

$$\begin{aligned}D_{1s} &= D_s = 0,64 \text{ m} \\ D_{1p} &= D_s - l_1 = 0,64 - 0,028 = 0,612 \text{ m} \\ D_{1h} &= D_s + l_1 = 0,64 + 0,028 = 0,668 \text{ m}\end{aligned}\quad (2.66)$$

a na výstupu z rotoru:

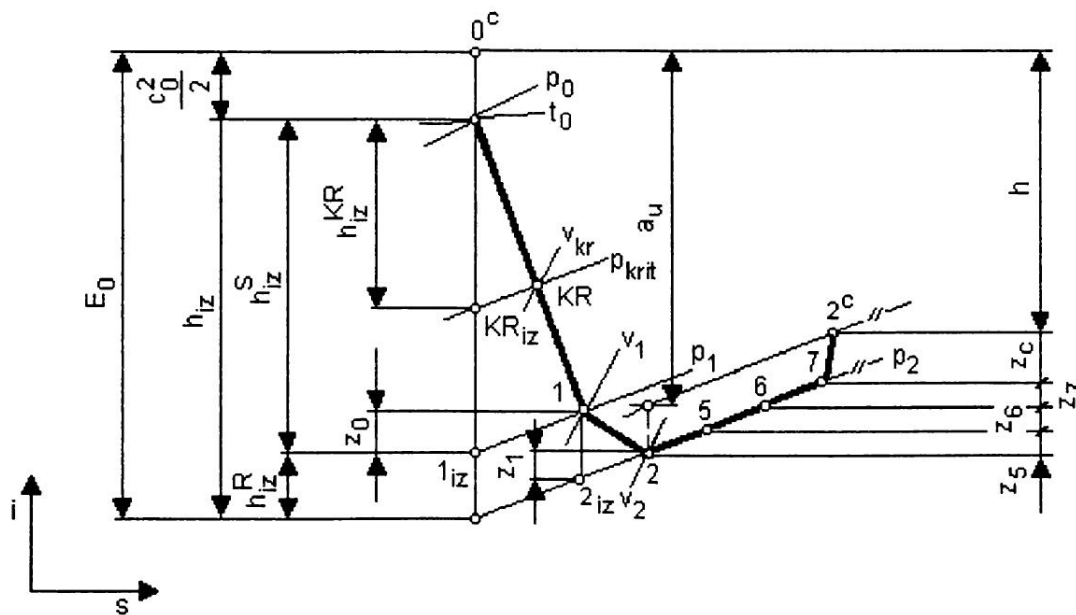
$$\begin{aligned}D_{2s} &= D_s = 0,64 \text{ m} \\ D_{2p} &= D_s - l_2 = 0,64 - 0,028 = 0,612 \text{ m} \\ D_{2h} &= D_s + l_2 = 0,64 + 0,028 = 0,668 \text{ m}\end{aligned}\quad (2.67)$$

Tím je ukončen návrh průtokového kanálu a přejde se na detailní průběh expanze v regulačním stupni.

2.2.4. Výpočet energetických ztrát

Cílem této kapitoly je zjistit parametry páry v jednotlivých stavech při průběhu expanze v regulačním stupni v podobě A-kola, vnitřní termodynamickou účinnost, a nakonec i zatížení podle tlakového čísla. Velikost ztrát už je předběžně známá z předběžného výpočtu, avšak na základě rychlostního trojúhelníku budou tyto ztráty upřesněny. Postup výpočtu bude probíhat podle obrázku 2.10.

2.2. DETAILNÍ NÁVRH REGULAČNÍHO STUPNĚ



Obrázek 2.10: Detailní průběh expanze v regulačním stupni (A-kolo) [3]

Pro výpočet obvodové účinnosti je nutné nejdříve stanovit energetické ztráty. Energetická ztráta v lopatkové mříži:

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2}(1 - \varphi^2) = \frac{418,97^2}{2}(1 - 0,970^2) = 5,11 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (2.68)$$

Na základě této ztráty lze dopočítat stavové veličiny mezi statorem a rotorem:

$$i_1 = i_{1iz} + z_0 = 3157,99 + 5,11 = 3163,10 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (2.69)$$

$$v_1 = f(p_1; i_1) = 0,040 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1} \quad (2.70)$$

$$s_1 = f(p_1; i_1) = 6,459 \text{ kJ K}^{-1} \text{ kg}^{-1} \quad (2.71)$$

Ztráty v lopatkové řadě:

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2}(1 - \psi^2) = \frac{255,92^2}{2}(1 - 0,821^2) = 10,69 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (2.72)$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{89,35^2}{2} = 3,99 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (2.73)$$

Obvodová účinnost stupně:

$$\eta_u = \frac{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2} - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} = \frac{\frac{25^2}{2} + (94,04 - 5,11 - 10,69 - 3,99) \cdot 10^3}{94,04 \cdot 10^3 + \frac{25^2}{2}} = 0,790 [-] \quad (2.74)$$

Obvodová účinnost regulačního stupně tedy činí 79 %. Pro výpočet termodynamické účinnosti je zapotřebí ještě znát hlavní poměrné ztráty. Nejdříve bude stanoven průtočný průřez pro páru:

$$S = \pi \cdot D_s \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1 = \pi \cdot 0,64 \cdot 0,028 \cdot 0,308 \cdot \sin 13 = 0,0039 \text{ m}^2 \quad (2.75)$$

Odhadne se velikost konstanty k_{tr} , která se pohybuje mezi $(0,45 - 0,8) \cdot 10^{-3}$

$$k_{tr} = 0,0006 [-] \quad (2.76)$$

Poměrná ztráta třením disku pak je:

$$\xi_5 = \frac{k_{tr} \cdot D_s^2}{S} \left(\frac{u}{\sqrt{2h_{iz}}} \right)^3 = \frac{0,0006 \cdot 0,64^2}{0,0039} \left(\frac{186,48}{\sqrt{2 \cdot 94,04 \cdot 10^3}} \right)^3 = 0,0050 [-] \quad (2.77)$$

Další poměrná ztráta je ztráta parciálním ostřikem, která se skládá ze dvou dílčích ztrát – ztráty vznikající na okrajích pásma ostřiku a ztráty vznikající ventilací neostříkнутých lopatek. Poměrná ztráta neostříkнутých lopatek je:

$$\xi_{61} = \frac{0,065(1 - \varepsilon)}{\varepsilon \cdot \sin \alpha_1} \left(\frac{u}{\sqrt{2h_{iz}}} \right)^3 = \frac{0,065(1 - 0,308)}{0,308 \cdot \sin 13} \left(\frac{186,48}{\sqrt{2 \cdot 94,04 \cdot 10^3}} \right)^3 = 0,0517 [-] \quad (2.78)$$

a poměrná ztráta na okrajích pásma ostřiku:

$$\xi_{62} = \frac{0,25 \cdot c \cdot l_2 \cdot u \cdot \eta_u \cdot z_{segm}}{S \cdot \sqrt{2h_{iz}}} = \frac{0,25 \cdot 0,03 \cdot 0,028 \cdot 186,48 \cdot 0,79 \cdot 1}{0,0039 \cdot \sqrt{2 \cdot 94,04 \cdot 10^3}} = 0,0183 [-] \quad (2.79)$$

kde c je délka tětiny oběžné lopatky (obvykle 25 – 70 mm) a z_{segm} počet segmentů po obvodu:

$$c = 0,03 \text{ m} \quad z_{segm} = 1 [-] \quad (2.80)$$

Výsledná poměrná ztráta parciálním ostřikem je tedy:

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,0517 + 0,0183 = 0,070 [-] \quad (2.81)$$

Poslední ztrátou je poměrná ztráta radiální mezerou. Aby nedocházelo k příliš velkým ztrátám, je na ni použita bandáž. Pro výpočet je nutné nejdříve stanovit několik dílčích parametrů.

Radiální mezera:

$$\delta_r = \frac{D_s}{1000} + 0,0002 = \frac{0,64}{1000} + 0,0002 = 0,00084 \text{ m} \quad (2.82)$$

Axiální mezera:

$$\delta_a = 0,002 \text{ m} \quad (2.83)$$

Počet břitů bandáže:

$$z = 3 [-] \quad (2.84)$$

Hodnota ekvivalentní vůle:

$$\delta_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2} + 1,5 \cdot \frac{z}{\delta_r^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{0,002^2} + 1,5 \cdot \frac{3}{0,00084^2}}} = 0,00037 \text{ m} \quad (2.85)$$

Stupeň reakce na špici lopatky:

$$\rho_{sp} = 1 - (1 - \rho) \frac{\frac{D_s}{l_1}}{1 + \frac{D_s}{l_1}} = 1 - (1 - 0,07) \frac{\frac{0,64}{0,028}}{1 + \frac{0,64}{0,028}} = 0,109 [-] \quad (2.86)$$

2.2. DETAILNÍ NÁVRH REGULAČNÍHO STUPNĚ

Poměrná hodnota ztráty radiální mezerou s použitím bandáže pro akční stupeň je:

$$\xi_7 = \frac{\eta_u \cdot \delta_{ekv} \cdot \pi \cdot D_{0h}}{S} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{sp}}{1 - \rho}} = \frac{0,79 \cdot 0,0037 \cdot \pi \cdot 0,666}{0,0039} \cdot \sqrt{\frac{0,109}{1 - 0,07}} = 0,0535 [-] \quad (2.87)$$

Vnitřní termodynamická účinnost:

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 = 0,79 - 0,005 - 0,07 - 0,054 = 0,662 [-] \quad (2.88)$$

Koncový bod expanze:

$$\begin{aligned} i_{2c} &= i_0 + \frac{c_0^2}{2} - \eta_{tdi} \cdot (h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}) \\ &= 3245,44 \cdot 10^3 + \frac{25^2}{2} - 0,662 \cdot (94,04 \cdot 10^3 + \frac{25^2}{2}) = 3183,53 \text{ kJ kg}^{-1} \end{aligned} \quad (2.89)$$

Nyní je již známo vše potřebné k určení vnitřního výkonu stupně:

$$\begin{aligned} P_i &= \dot{M}_p \cdot a^{RS} = \dot{M}_p \cdot (i_0 + \frac{c_0^2}{2} - i_{2c}) \\ &= 36,9 \cdot (3245,44 \cdot 10^3 + \frac{25^2}{2} - 3183,53 \cdot 10^3) = 2296 \text{ kW} \end{aligned} \quad (2.90)$$

Konečný stav páry na výstupu:

$$p_2 = 67,89 \text{ bar} \quad (2.91)$$

$$i_2 = i_{2c} - z_c = 3183,53 - 3,99 = 3179,54 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (2.92)$$

$$s_2 = f(p_2; i_2) = 6,493 \text{ kJ K}^{-1} \text{ kg}^{-1} \quad (2.93)$$

$$v_2 = f(p_2; i_2) = 0,042 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1} \quad (2.94)$$

$$t_2 = f(p_2; i_2) = 406,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.94)$$

Důležitým parametrem v rámci optimalizace je tlakové číslo, které se pro rovnotlaký stupeň pohybuje v rozmezí 4 – 7 a jeho optimální hodnota je v rozmezí 4,5 – 5,5 [2].

$$\Psi = \frac{2 \cdot h_{iz}}{u^2} = \frac{2 \cdot 94,04 \cdot 10^3}{186,48^2} = 5,41 [-] \quad (2.95)$$

Pro úplnost výpočtu byly zkontrolovány ještě Machova čísla. Opět funkcí tabulek X-Steam lze zjistit rychlost zvuku v páře:

$$a_1 = f(p_1; i_1) = 598,63 \text{ m s}^{-1} \quad (2.96)$$

$$a_2 = f(p_2; i_2) = 605,24 \text{ m s}^{-1} \quad (2.97)$$

Machovo číslo pro stator je pak definováno jako podíl absolutní rychlosti a odpovídající rychlosti zvuku v daném bodě a pro rotor je to podíl výstupní relativní rychlosti a odpovídající rychlosti zvuku v daném bodě:

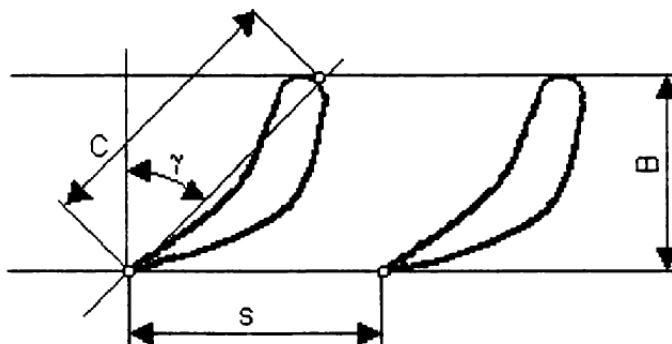
$$Ma_1 = \frac{c_1}{a_1} = \frac{406,58}{598,63} = 0,68 [-] \quad (2.98)$$

$$Ma_2 = \frac{w_2}{a_2} = \frac{210,01}{605,24} = 0,35 [-] \quad (2.99)$$

2.3. Pevnostní výpočet

Na závěr detailního výpočtu regulačního stupně je provedena pevnostní kontrola, jejíž cílem bude určení velikostí ohybového a tahového napětí na lopatkách. Jednou z podmínek normy API 612 je, aby byl návrh schopný vydržet 127 % otáček. V případě vysokých hodnot je nutné měnit geometrii, případně vybrat silnější profil. Důležitým výstupem bude také velikost axiální síly, se kterou se bude dále počítat při výpočtu axiálních ložisek. Postup výpočtu bude podle metodiky popsané v [5].

Z literatury [3] byl pro statorové lopatky zvolen profil TS-2A a pro rotorové 30TR1. Index S bude značit statorovou řadu lopatek a index R rotorovou řadu lopatek.



Obrázek 2.11: Označení rozměrů charakterizujících profil [3]

Zvolená délka tělvy:

$$c_S = 0,030 \text{ m} \quad (2.100)$$

$$c_R = 0,025 \text{ m} \quad (2.101)$$

Poměrná rozteč

$$\left(\frac{s}{c}\right)_S = 0,80 [-] \quad (2.102)$$

$$\left(\frac{s}{c}\right)_R = 0,72 [-] \quad (2.103)$$

Úhel nastavení:

$$\gamma_S = 38^\circ \quad (2.104)$$

$$\gamma_R = 10,95^\circ \quad (2.105)$$

Rozteč lopatek:

$$s_S = c_S \cdot \left(\frac{s}{c}\right)_S = 0,030 \cdot 0,80 = 0,0240 [-] \quad (2.106)$$

$$s_R = c_R \cdot \left(\frac{s}{c}\right)_R = 0,025 \cdot 0,72 = 0,0180 [-] \quad (2.107)$$

Šířka lopatek:

$$B_S = c_S \cdot \cos \gamma_S = 0,030 \cdot \cos 38 = 0,0236 \text{ m} \quad (2.108)$$

$$B_R = c_R \cdot \cos \gamma_R = 0,025 \cdot \cos 10,95 = 0,0245 \text{ m} \quad (2.109)$$

2.3. PEVNOSTNÍ VÝPOČET

Počet lopatek:

$$z_S = \varepsilon \cdot \frac{\pi \cdot D_s}{s_S} = 0,308 \cdot \frac{\pi \cdot 0,64}{0,024} = 26 [-] \quad (2.110)$$

$$z_R = \frac{\pi \cdot D_s}{s_R} = \frac{\pi \cdot 0,64}{0,018} = 112 [-] \quad (2.111)$$

Počet ostříknutých lopatek v rotoru zaokrouhlen nahoru:

$$z_{oR} = \varepsilon \cdot z_R = 0,308 \cdot 112 = 35 [-] \quad (2.112)$$

2.3.1. Výpočet ohybového napětí

Obvodová síla působící na jednu ostříknutou lopatku:

$$F_u = \dot{M}_p \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z_{oR}} = 36,9 \cdot \frac{396,16 - (-3,61)}{35} = 421,5 \text{ N} \quad (2.113)$$

Axiální síla působící na jednu ostříknutou lopatku:

$$\begin{aligned} F_a &= \dot{M}_p \cdot \frac{c_{1a} - c_{2a}}{z_{oR}} + \frac{\pi \cdot D_s \cdot l_2 \cdot (p_1 - p_2)}{z_R} \\ &= 36,9 \cdot \frac{91,46 - 89,28}{35} + \frac{\pi \cdot 0,64 \cdot 0,028 \cdot (69,51 - 67,89) \cdot 10^5}{112} = 84,0 \text{ N} \end{aligned} \quad (2.114)$$

Axiální síla působící na oběžné lopatky regulačního stupně:

$$\begin{aligned} F_{a,c} &= \dot{M}_p \cdot (c_{1a} - c_{2a}) + \pi \cdot D_s \cdot l_2 \cdot (p_1 - p_2) \\ &= 36,9 \cdot (91,46 - 89,28) + \pi \cdot 0,64 \cdot 0,028 \cdot (69,51 - 67,89) \cdot 10^5 = 9,23 \text{ kN} \end{aligned} \quad (2.115)$$

Moment působící na oběžnou lopatku od obvodové síly:

$$M_u = F_u \cdot \frac{l_2}{2} = 421,5 \cdot \frac{0,028}{2} = 5,90 \text{ N m} \quad (2.116)$$

Moment působící na oběžnou lopatku od axiální síly:

$$M_a = F_a \cdot \frac{l_2}{2} = 84 \cdot \frac{0,028}{2} = 1,18 \text{ N m} \quad (2.117)$$

Výsledný ohybový moment:

$$M_o = \sqrt{M_u^2 + M_a^2} = \sqrt{5,90^2 + 1,18^2} = 6,02 \text{ N m} \quad (2.118)$$

Minimální ohybový modul průřezu je určen z tabulek pro zvolený profil:

$$W_{min} = 0,342 \text{ cm}^3 \quad (2.119)$$

Ohybové napětí v patním průřezu lopatky:

$$\sigma_{ohyb} = \frac{M_o}{W_{min}} = \frac{6,02}{0,342 \cdot 10^{-6}} = 17,59 \text{ MPa} \quad (2.120)$$

2.3.2. Výpočet tahového napětí

Úhlová rychlost pro 127 % otáček:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_{127} = 2 \cdot \pi \cdot 112,18 = 704,9 \text{ rad s}^{-1} \quad (2.121)$$

Hustota materiálu:

$$\rho = 7850 \text{ kg m}^{-3} \quad (2.122)$$

Průřez profilu odečtený z tabulek:

$$S_p = 2,607 \text{ cm}^2 \quad (2.123)$$

Odstředivá síla působící na jednu lopatku:

$$F_{o,l} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S_p \cdot l_2 \cdot D_s \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} \cdot 7850 \cdot 2,607 \cdot 10^{-4} \cdot 0,028 \cdot 0,64 \cdot 704,9^2 = 9,11 \text{ kN} \quad (2.124)$$

K této hodnotě je potřeba ještě připočítat odstředivou sílu od bandáže. Zvolená tloušťka bandáže:

$$t_b = 0,002 \text{ m} \quad (2.125)$$

Střední průměr bandáže:

$$D_{s,b} = D_s + t_b = 0,64 + 0,002 = 0,642 \text{ m} \quad (2.126)$$

Odstředivá síla působící na jednu lopatku od bandáže:

$$F_{o,b} = \frac{\pi \cdot \rho \cdot B_R \cdot t_b \cdot D_{s,b}^2 \cdot \omega^2}{2z_R} = \frac{\pi \cdot 7850 \cdot 0,0245 \cdot 0,002 \cdot 0,642^2 \cdot 704,9^2}{2 \cdot 112} = 1,11 \text{ kN} \quad (2.127)$$

Celková odstředivá síla působící na jednu lopatku rotoru:

$$F_o = F_{o,l} + F_{o,b} = 9,11 + 1,11 = 10,22 \text{ kN} \quad (2.128)$$

Celkové tahové napětí působící na jednu lopatku:

$$\sigma_{tah} = \frac{F_o}{S_p} = \frac{10,22 \cdot 10^3}{2,607 \cdot 10^{-4}} = 39,19 \text{ MPa} \quad (2.129)$$

Pro návrhové otáčky (105 %) vyjde tahové napětí 26,79 MPa. Celkové namáhání:

$$\sigma_c = \sigma_{tah} + 2 \cdot \sigma_{ohyb} = 39,19 + 2 \cdot 17,59 = 74,38 \text{ MPa} \quad (2.130)$$

Ohybové napětí by nemělo překročit hodnotu 20 MPa a tahové napětí by nemělo být vyšší než 40 MPa. Celkové napětí by tedy nemělo překročit hodnotu 80 MPa, což splňuje. Tímto byl ukončen návrh regulačního stupně včetně pevnostní kontroly.

3. Návrh stupňové části

Pára z regulačního stupně vstupuje do stupňové části, jejíž výpočet je obsahem této části. Před samotným návrhem je ale nutné rozhodnout, jaký typ lopatkování použít. U parních turbín se používají dva základní typy – rovnotlaký a přetlakový. Tato volba má zásadní vliv na základní konstrukční provedení stroje. Při rovnotlakém lopatkování dochází na statoru k poklesu tlaku a rotor je pak poháněn pouze silou vyvolanou změnou hybností páry. Při přetlakovém lopatkování se volí stupeň reakce $\rho = 0,5$, pokles tlaků na statoru i rotoru je tedy vyvážený a mají stejnou geometrii, ovšem v praxi není vždy stupeň reakce 0,5 a je tedy nutné přesnou hodnotu přepočítat. Dále se při přetlakovém lopatkování zlepšuje proudění v oběžné lopatkové mříži, což vede ke zvýšení účinnosti. Rozdíl tlaků před a za vstupem do rotoru má pak zásadní vliv na obvodovou sílu pohánějící rotorové lopatky. Při tomto rozdílu dochází ovšem k vysokým axiálním silám, se kterými je nutné se vypořádat. U turbín velkých výkonů se využívá rozdělení stupňů do dvou skupin s opačným směrem proudění páry tzv. diablo.

V této práci bylo zvoleno přetlakové lopatkování s využitím vyrovnávacího pístu s podporou axiálních ložisek. Nejprve se předběžně zjistí základní geometrie a přibližné rozdělení stupňové části do kuželů podle námi volených tlaků a následně se v detailním výpočtě pomocí metody $\frac{c_a}{u}$ přesně zjistí výsledný tvar a vlastnosti průtokového kanálu. Nakonec bude provedena pevnostní kontrola včetně kontroly Machova čísla. Základní koncepce tohoto návrhu bude vycházet z [3], nebude-li uvedeno jinak.

3.1. Předběžný návrh stupňové části

Mnohostupňová parní turbína může být rozdělena do jednoho, anebo vícero kuželů. Cílem předběžného výpočtu je zjištění základní předběžné geometrie, termodynamických vlastností a počtu stupňů v jednotlivých kuzelech. Výpočet bude vycházet z metody $\frac{c_a}{u}$, která s sebou nese jistá omezení. Jsou to:

- konstantní hmotností průtok v jednom kuželu,
- proudění bude sledováno na středním průměru válcové plochy (konstantní patní průměr s pozvolně rozšiřujícím se vnějším průměrem),
- stejná rychlost páry na vstupu a výstupu z kuželu,
- symetrické rychlostní trojúhelníky (stupeň reakce roven 0,5).

V průběhu výpočtu by dále měla být dodržena podmínka poměru $(\frac{l}{D})_n \leq (\frac{1}{7} \div \frac{1}{10})$, avšak pro poslední stupně nebudou profily prizmatické, ale nakrucované, jejichž výpočet není předmětem této práce, tudíž tato podmínka nebude v průběhu výpočtu dodržena.

Výpočet probíhá pro každý kužel samostatně, přičemž jednotlivé části na sebe musí navazovat. V této práci bude ukázán postup výpočtu pro první kužel za regulačním stupněm, pro další kužely je výpočet analogický, a proto budou uvedeny již jen výsledky v tabulkách na konci kapitoly.

3.1.1. Stavové veličiny

Stav páry na vstupu je dán v případě prvního kuželu ze stavu páry na výstupu z regulačního stupně. Pro lepší přehlednost bude v této kapitole uvažován index 1 na vstupu do kuželu a index n na výstupu z kuželu.

$$p_1 = p_{2,RS} = 67,89 \text{ bar} \quad (3.1)$$

$$i_1 = i_{2,RS} = 3179,54 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.2)$$

$$s_1 = s_{2,RS} = 6,493 \text{ kJ K}^{-1} \text{ kg}^{-1} \quad (3.3)$$

$$v_1 = v_{2,RS} = 0,042 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1} \quad (3.4)$$

$$t_1 = t_{2,RS} = 406,2 \text{ °C} \quad (3.5)$$

Dále se určí koncový tlak expanze v prvním kuželu, který je většinou stanovený požadavky na základě stavu páry v odběrech. Jelikož se u této turbíny s odběry neuvažuje, je výstupní tlak uvažován tak, aby došlo k rovnoměrnému rozložení zátěže mezi stupni a nárůst patního průměru korespondoval s optimálním rozšířením a termodynamickými vlastnostmi. Výstupní tlak z prvního kuželu je:

$$p_n = 25 \text{ bar} \quad (3.6)$$

Ideální hodnota entalpie a měrného objemu na výstupu z kuželu:

$$i_{n,iz} = f(p_n; s_1) = 2924,67 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.7)$$

$$v_{n,iz} = f(p_n; s_1) = 0,091 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1} \quad (3.8)$$

Nyní již lze dopočítat izoentropický spád na celý kužel:

$$h_{iz} = i_1 - i_{n,iz} = 3179,54 - 2924,67 = 254,87 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.9)$$

Pro výpočet je dále nutné znát měrný objem na výstupu z kuželu, k tomu bude potřeba odhadnout termodynamickou účinnost, která bude pak zpětně iteračně upřesněna z (3.59).

$$n_{tdi,odh} = 0,808 [-] \quad (3.10)$$

Entalpický spád pro odhadovanou účinnost:

$$h_{odh} = n_{tdi,odh} \cdot h_{iz} = 0,808 \cdot 254,87 = 205,91 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.11)$$

Odhadovaná entalpie na výstupu z kuželu:

$$i_{n,odh} = i_1 - h_{odh} = 3179,54 - 205,91 = 2973,64 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.12)$$

Odhadovaný měrný objem na výstupu z kuželu:

$$v_{n,odh} = f(p_n; i_{n,odh}) = 0,096 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1} \quad (3.13)$$

Důležitým údajem je také i hmotnostní průtok kuželem. Jelikož je v této práci uvažován vyrovnávací píst z důsledku vysokých axiálních sil, je za regulačním stupněm zaveden odběr páry do vyrovnávací pístu, který je zpátky zaveden až za druhý kužel. Tato hodnota byla zpočátku zvolena jako 2 % z celkového hmotnostního průtoku a následně detailně vypočtena a zpětně dosazena ze vztahu (4.13). Hmotnostní průtok páry prvním kuželem:

$$\dot{M}_I = \dot{M}_p - \dot{M}_{VP} = 36,9 - 1,4 = 35,5 \text{ kg s}^{-1} \quad (3.14)$$

3.1. PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI

3.1.2. Geometrie kuželu

Stěžejní veličina určující geometrii kuželu je Parsonsovo číslo Pa , které je v předběžném návrhu odhadováno v rozmezí $0,6 - 0,85$. Pro kužely o vícero stupních se volí vyšší hodnota, naopak pro kužely s méně stupni se volí hodnota nižší. Pro první kužel bylo zvoleno:

$$Pa_s = 0,8 [-] \quad (3.15)$$

U první a poslední lopatkové řady se očekává $5 - 10\%$ pokles oproti střednímu Parsonsovu číslu:

$$Pa_1 = 0,93 \cdot 0,8 = 0,744 [-] \quad (3.16)$$

$$Pa_n = 0,94 \cdot 0,8 = 0,752 [-] \quad (3.17)$$

Mezi další volbu patří výstupní úhel statorové a rotorové lopatky, který představuje otevření průtokového kanálu. Se zvyšující se axiální délkou turbíny tento úhel postupně roste, tedy ze začátku by měl být růst pomalejší a ku konci rychlejší. Doporučuje se volit úhly v rozmezí $11 - 36^\circ$, zvolené úhly jsou:

$$\alpha_1 = 12^\circ \quad (3.18)$$

$$\alpha_n = 13^\circ \quad (3.19)$$

Na základě těchto zvolených úhlů a Parsonsových čísel lze z obrázku 3.1 určit poměr absolutní rychlosti v axiálním směru k obvodové rychlosti:

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_1 = f(\alpha_1; Pa_1) = 0,234 [-] \quad (3.20)$$

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_n = f(\alpha_n; Pa_n) = 0,253 [-] \quad (3.21)$$

Poslední volenou veličinou je délka vstupní lopatky l_1 . Na vstupu je minimální hranice přibližně 18 milimetrů a na výstupu tvoří limit odstředivé síly, které jsou kritické především pro poslední stupně parní turbíny. Délka první lopatky:

$$l_1 = 0,024 \text{ m} \quad (3.22)$$

Střední průměr první lopatkové řady:

$$D_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{M_I \cdot v_1}{n \cdot l_1 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_1}} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{35,5 \cdot 0,042}{92,75 \cdot 0,024 \cdot 0,234}} = 0,538 \text{ m} \quad (3.23)$$

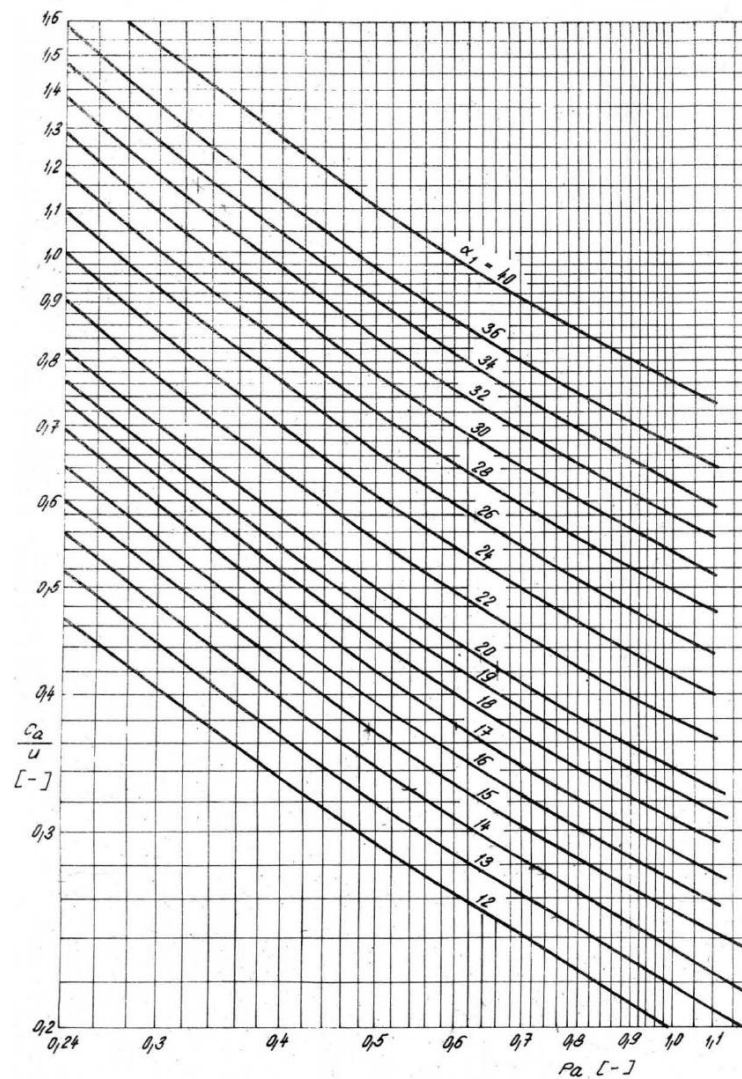
Patní průměr a průměr hlavy pro první lopatkovou řadu:

$$D_{1,p} = D_{1s} - l_1 = 0,538 - 0,024 = 0,514 \text{ m} \quad (3.24)$$

$$D_{1,h} = D_{1s} + l_1 = 0,538 + 0,024 = 0,562 \text{ m} \quad (3.25)$$

Jednou z podmínek stanovených na začátku je, aby patní průměr zůstal pro celý kužel stejný. Toho je dosaženo zavedením vhodného poměru délky lopatky ku střednímu průměru lopatkování pomocí iteračního procesu:

$$\left(\frac{l}{D}\right)_n = 0,083 \quad (3.26)$$

Obrázek 3.1: Diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou $\frac{c_a}{u}$ [3]

Střední průměr lopatkování na výstupu z kuželu:

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{\dot{M}_I \cdot v_{n,odh}}{\pi^2 \cdot n \cdot \left(\frac{l}{D}\right)_n \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_n}} = \sqrt[3]{\frac{35,5 \cdot 0,096}{\pi^2 \cdot 92,75 \cdot 0,083 \cdot 0,253}} = 0,561 \text{ m} \quad (3.27)$$

Délka lopatky na výstupu z kuželu:

$$l_n = D_n \cdot \left(\frac{l}{D}\right)_n = 0,561 \cdot 0,083 = 0,047 \text{ m} \quad (3.28)$$

Patní průměr a průměr hlavy na výstupu z kuželu:

$$D_{n,p} = D_n - l_n = 0,561 - 0,047 = 0,514 \text{ m} \quad (3.29)$$

$$D_{n,h} = D_n + l_n = 0,561 + 0,047 = 0,608 \text{ m} \quad (3.30)$$

Podmínka stejného patního průměru tedy byla splněna a přejde se na výpočet počtu stupňů. K tomu bude nejdříve potřeba znát střední obvodovou rychlost, která by na

3.1. PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI

patním průměru neměla přesáhnout hranici 200 m s^{-1} , avšak tato hranice je kritická spíše až pro poslední kužel.

$$u_s = \frac{\pi \cdot (D_1 + D_n) \cdot n}{2} = \frac{\pi \cdot (0,538 + 0,561) \cdot 92,75}{2} = 160,11 \text{ m s}^{-1} \quad (3.31)$$

Obvodová rychlost na patním průměru:

$$u_p = \pi \cdot D_p \cdot n = \pi \cdot 0,514 \cdot 92,75 = 149,90 \text{ m s}^{-1} \quad (3.32)$$

Počet stupňů kuželu se následně zaokrouhlí na celé číslo:

$$z = \frac{Pa_s \cdot h_{iz}}{u_s^2} = \frac{0,8 \cdot 254,87 \cdot 10^3}{149,9^2} = 7,95 \Rightarrow 8 [-] \quad (3.33)$$

3.1.3. Účinnost kuželu

Účinnost turbíny je vždy zatížena ztrátami, ke kterým během expanze páry dochází. Při předběžném návrhu kuželu budou uvažovány ztráty radiální mezerou, která je závislá od vnějšího průměru a délky lopatky, dále ztrátou rozvějířením, která je závislá od středního průměru a délky lopatky a ztrátu vlhkostí páry, která je především významná až pro poslední stupně, kde pracovní médium klesne pod hranici sytosti páry. Nejprve bude vyjádřena ztráta radiální mezerou. K jejímu výpočtu je třeba určit tolerance radiální vůle z následující tabulky:

Tabulka 3.1: Tolerance radiální vůle v lopatkování [3]

Radiální vůle [mm]	0,2 až 0,4	0,5 až 0,7	0,8 až 1,2
Tolerance [mm]	+0,1	+0,2	+0,3

Radiální vůle zaokrouhlena na jedno desetinné místo (dosazené v mm):

$$k_1 = \frac{D_{1,h}}{1000} + x_1 = \frac{562}{1000} + 0,3 = 0,9 \text{ mm} \quad (3.34)$$

$$k_n = \frac{D_{n,h}}{1000} + x_n = \frac{608}{1000} + 0,3 = 0,9 \text{ mm} \quad (3.35)$$

Poměrné ztráty pro první a poslední lopatkovou řadu (dosazené v mm):

$$\xi_{k,1} = 4,5 \cdot \frac{0,3 + k_1}{l_1} = 4,5 \cdot \frac{0,3 + 0,9}{24} = 0,225 [-] \quad (3.36)$$

$$\xi_{k,n} = 4,5 \cdot \frac{0,3 + k_n}{l_n} = 4,5 \cdot \frac{0,3 + 0,9}{47} = 0,116 [-] \quad (3.37)$$

Střední ztráta radiální mezerou:

$$\xi_{k,s} = \frac{\xi_{k,1} + \xi_{k,n}}{2} = \frac{0,225 + 0,116}{2} = 0,1705 [-] \quad (3.38)$$

Další ztrátou je poměrná ztráta rozvějířením, pro první a poslední lopatkovou řadu nabývá hodnot:

$$\xi_{v,1} = \left(\frac{l_1}{D_1} \right)^2 = \left(\frac{0,024}{0,538} \right)^2 = 0,0020 [-] \quad (3.39)$$

$$\xi_{v,n} = \left(\frac{l_n}{D_n} \right)^2 = \left(\frac{0,047}{0,561} \right)^2 = 0,0069 [-] \quad (3.40)$$

Střední poměrná ztráta rozvějířením:

$$\xi_{v,s} = \frac{\xi_{v,1} + \xi_{v,n}}{2} = \frac{0,002 + 0,0069}{2} = 0,0044 [-] \quad (3.41)$$

Poslední uvažovanou ztrátou je ztráta vlhkostí páry. Ta je sice v prvním kuželu nulová, avšak v dalších kuželech již nulová není a je nutné s ní počítat, proto zde bude ukázkový výpočet. Suchost páry:

$$x_1 = f(p_1; i_1) = 1 [-] \quad (3.42)$$

$$x_n = f(p_n; i_n) = 1 [-] \quad (3.43)$$

Poměrná ztráta vlhkostí:

$$\xi_x = 1 - \frac{x_1 + x_n}{2} = 1 - \frac{1 + 1}{2} = 0 [-] \quad (3.44)$$

Nyní se přejde k výpočtu součinitele zpětného využití ztrát, neboli reheat factoru. Ten se pohybuje v rozpětí 1,02 – 1,08 [3] a vyjadřuje poměr přírůstku spádu k celkovému izoentropickému spádu mnohostupňové turbíny. Tento výpočet je iteračního charakteru a jeho hodnota je v celé turbíně uvažována stejná. Na začátku byl tedy vhodně zvolen a následně pomocí následujících vztahů dopočten. Pro přehlednost je římskými číslicemi indexováno pořadí kuželu. Ideální stav páry na výstupu z předběžného návrhu:

$$i_{n,iz}^{VI} = f(p_n^{VI}; s_{1,iz}^I) = 2082,48 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.45)$$

Izoentropický spád stupňové části:

$$h_{iz} = i_1^I - i_{n,iz}^{VI} = 3179,54 - 2082,48 = 1097,06 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.46)$$

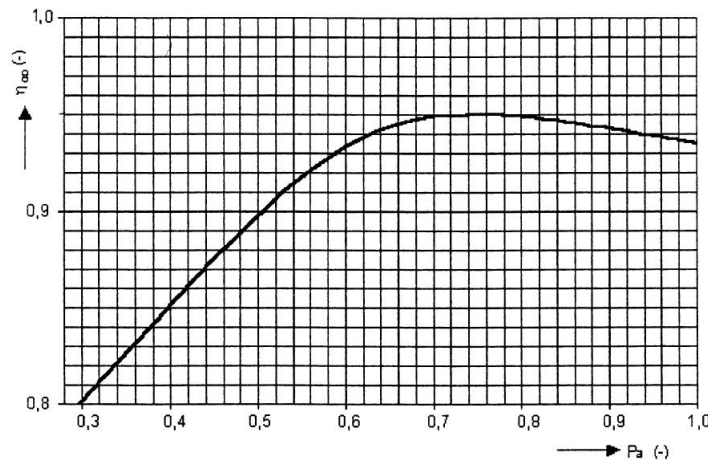
Součet izoentropických spádů:

$$h_{iz}^{SC} = \sum_{i=I}^{VI} h_{iz}^i = 1136,09 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.47)$$

Reheat factor:

$$(1 + f) = \frac{h_{iz}^{SC}}{h_{iz}} = \frac{1136,09}{1097,06} = 1,036 [-] \quad (3.48)$$

Poslední neznámou veličinou pro výpočet vnitřní účinnosti je obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku. Tu lze vyčíst z obrázku 3.2 na základě středního Parsonsova čísla.



Obrázek 3.2: Obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku [3]

3.1. PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI

Z obrázku bylo odečteno:

$$\eta_{\infty} = 0,95 [-] \quad (3.49)$$

Následně je vypočítána vnitřní účinnost stupně se zanedbáním ztráty výstupní rychlosti, neboť je její kinetická energie využita v následujícím stupni:

$$\begin{aligned} \eta_i &= \eta_{\infty} \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_{k,s} - \xi_{v,s} - \xi_x) \\ &= 0,95 \cdot 1,036 \cdot (1 - 0,1705 - 0,0044 - 0) = 0,812 [-] \end{aligned} \quad (3.50)$$

Nyní se pomocí vnitřní účinnosti a za podmínky rovnosti vstupní a výstupní rychlosti kuželu dopočte skutečný stav výstupní páry:

$$i_n = i_1 - \eta_i \cdot h_{iz} = 3179,54 - 0,81 \cdot 254,87 = 2972,66 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.51)$$

$$s_n = f(p_n; i_n) = 6,581 \text{ kJ K}^{-1} \text{ kg}^{-1} \quad (3.52)$$

$$v_n = f(p_n; i_n) = 0,096 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1} \quad (3.53)$$

$$t_n = f(p_n; i_n) = 285,0 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.54)$$

Pro výpočet termodynamické účinnosti kuželu je nutné započítat ztrátu výstupní rychlostí. K tomu je zapotřebí nejprve dopočítat axiální složku výstupní rychlosti:

$$c_{an} = \frac{M_I \cdot v_n}{\pi \cdot D_n \cdot l_n} = \frac{35,5 \cdot 0,096}{\pi \cdot 0,561 \cdot 0,047} = 41,32 \text{ m s}^{-1} \quad (3.55)$$

Následně absolutní rychlost na výstupu:

$$\begin{aligned} c_{2n} &= c_{an} \cdot \sqrt{\left[\cotg \alpha_n - \left(\frac{u}{c_a} \right)_n \right]^2 + 1} \\ &= 41,32 \cdot \sqrt{(\cotg 13 - 0,253^{-1})^2 + 1} = 44,18 \text{ m s}^{-1} \end{aligned} \quad (3.56)$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_{2n}^2}{2} = \frac{44,18^2}{2} = 0,98 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.57)$$

Vnitřní práce kuželu:

$$a = \eta_i \cdot h_{iz} - z_c = 0,812 \cdot 254,87 - 0,98 = 205,91 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.58)$$

Výsledná termodynamická účinnost pro kužel:

$$\eta_{tdi} = \frac{a}{h_{iz}} = \frac{205,91}{254,87} = 0,808 [-] \quad (3.59)$$

Vnitřní výkon navrhnutého kuželu:

$$P_I = \dot{M}_I \cdot a = 35,5 \cdot 205,91 = 7309,7 \text{ kW} \quad (3.60)$$

Tímto byl ukončen předběžný výpočet prvního kuželu. Výstupní hodnoty z prvního kuželu budou sloužit jako vstupní hodnoty pro druhý kužel a výpočet probíhá nanovo, avšak jelikož se postup výpočtu nemění, tak jsou výsledky z předběžného návrhu pouze uvedeny v tabulkách v následující podkapitole.

3.1.4. Shrnutí předběžného návrhu

Tabulka 3.2: Výsledky předběžného návrhu - část první

Veličina	Jednotka	Kužel 1	Kužel 2	Kužel 3	Kužel 4	Kužel 5	Kužel 6
Stavové veličiny							
i_1	kJ kg^{-1}	3179,5	2972,7	2733,2	2603,4	2495,5	2364,5
p_1	bar	67,89	25	6,7	2,9	1,3	0,4
v_1	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$	0,042	0,096	0,281	0,591	1,212	3,525
s_1	$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	6,493	6,581	6,658	6,707	6,768	6,891
p_n	bar	25	6,7	2,9	1,3	0,4	0,126
$i_{n,iz}$	kJ kg^{-1}	2924,7	2699,3	2583,6	2472,3	2321,6	2211,2
$v_{n,iz}$	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$	0,091	0,276	0,585	1,199	3,452	9,916
h_{iz}	kJ kg^{-1}	254,9	273,4	149,6	131,1	173,8	153,3
h_{odh}	kJ kg^{-1}	205,9	238,1	127,0	103,1	122,1	82,3
i_{odh}	kJ kg^{-1}	2973,6	2734,6	2606,2	2500,3	2373,4	2282,1
v_{odh}	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$	0,096	0,281	0,592	1,215	3,541	10,268
\dot{M}	kg s^{-1}	35,5	35,5	36,9	36,9	36,9	36,9
Geometrie							
Pa_s	-	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Pa_1	-	0,744	0,744	0,744	0,744	0,744	0,744
Pa_n	-	0,752	0,752	0,752	0,752	0,752	0,752
α_1	°	12	13	14	18	22	25
α_n	°	13	14	18	22	25	29
c_a/u_1	-	0,234	0,255	0,275	0,36	0,42	0,5
c_a/u_n	-	0,253	0,275	0,36	0,44	0,5	0,6
l_1	m	0,024	0,045	0,1	0,138	0,198	0,33
D_1	m	0,538	0,568	0,641	0,692	0,767	0,928
$D_{1,h}$	m	0,562	0,613	0,741	0,830	0,965	1,258
$D_{1,p}$	m	0,514	0,523	0,541	0,554	0,569	0,598
$(l/D)_n$	-	0,083	0,162	0,207	0,262	0,376	0,473
D_n	m	0,561	0,625	0,684	0,752	0,912	1,134
l_n	m	0,047	0,101	0,142	0,197	0,343	0,536
$D_{n,h}$	m	0,608	0,726	0,826	0,949	1,255	1,670
$D_{n,p}$	m	0,514	0,524	0,542	0,555	0,569	0,598
u_s	m s^{-1}	160,11	173,86	193,08	210,40	244,59	300,43
u_p	m s^{-1}	149,90	152,66	158,05	161,66	165,87	174,14
z	-	8	7	3	2	2	1
Účinnost stupně							
x	mm	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
k_1	mm	0,9	0,9	1	1,1	1,3	1,6
k_n	mm	0,9	1	1,1	1,2	1,6	2
$\xi_{k,1}$	-	0,225	0,120	0,059	0,046	0,036	0,026
$\xi_{k,n}$	-	0,116	0,053	0,041	0,032	0,021	0,016
$\xi_{k,s}$	-	0,170	0,087	0,050	0,039	0,029	0,021
$\xi_{v,1}$	-	0,002	0,006	0,024	0,040	0,067	0,126
$\xi_{v,n}$	-	0,007	0,026	0,043	0,069	0,141	0,224

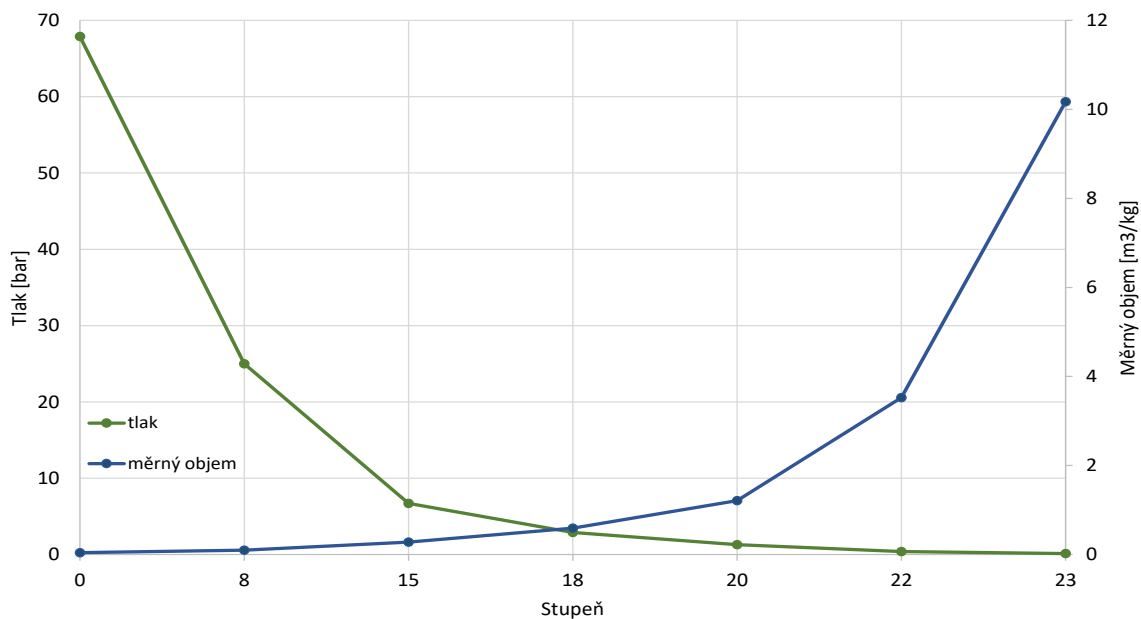
3.1. PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI

Tabulka 3.3: Výsledky předběžného návrhu - část druhá

Veličina	Jednotka	Kužel 1	Kužel 2	Kužel 3	Kužel 4	Kužel 5	Kužel 6
Účinnost stupně							
$\xi_{v,s}$	-	0,004	0,016	0,034	0,054	0,104	0,175
x_1	-	1,000	1,000	0,987	0,945	0,915	0,883
x_n	-	1,000	0,987	0,945	0,915	0,883	0,862
ξ_x	-	0,000	0,007	0,034	0,070	0,101	0,128
$1 + f$	-	1,036	1,036	1,036	1,036	1,036	1,036
η_{mek}	-	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
η_i	-	0,812	0,876	0,868	0,823	0,754	0,665
i_n	kJ kg^{-1}	2972,7	2733,2	2603,4	2495,5	2364,5	2262,5
s_n	$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	6,581	6,658	6,707	6,768	6,891	7,049
v_n	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$	0,096	0,281	0,591	1,212	3,525	10,171
c_{an}	m s^{-1}	41,32	50,06	71,65	96,16	132,33	196,38
c_{2n}	m s^{-1}	44,18	53,46	74,81	98,11	133,71	198,23
z_c	kJ kg^{-1}	1,0	1,4	2,8	4,8	8,9	19,6
h	kJ kg^{-1}	205,9	238,1	127,0	103,1	122,1	82,3
η_{tdi}	-	0,808	0,871	0,849	0,786	0,702	0,537
P_i	kW	7310	8451	4686	3804	4504	3038

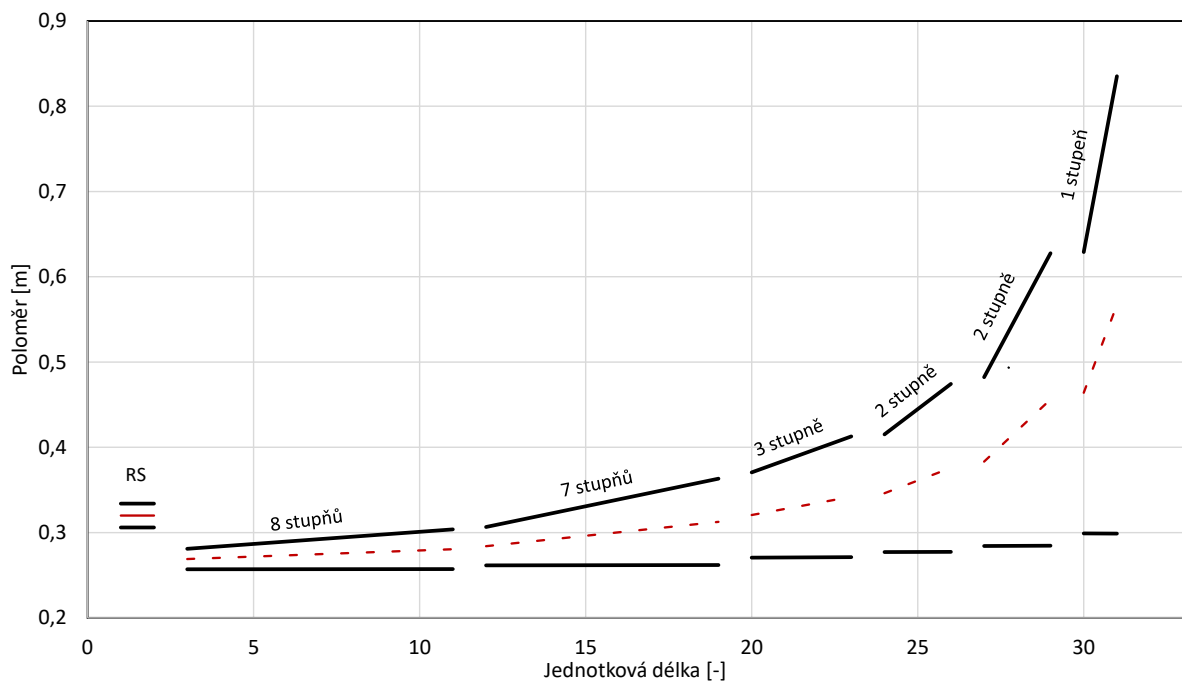
Tabulkami 3.2 a 3.3 byl dokončen předběžný výpočet stupňové části parní turbíny. Výstupní hodnoty tvoří základní geometrii, která může sloužit jako podklad pro detailní výpočet. Dále byly stanoveny přibližné ztráty a účinnosti jednotlivých kuželů. Stanovený výpočet obsahuje 6 kuželů, dohromady s 23 stupni (46 řadami) v rozvržení 8-7-3-2-2-1. Pevnostní výpočet bude zkontrolován až při detailním návrhu.

Na následujícím obrázku 3.3 je možné vidět pokles tlaků a nárůst měrného objemu. Pro kondenzační turbínu je typický exponenciální nárůst pro poslední 2 kužely, což je zapříčiněno velkým nárůstem délky lopatek.



Obrázek 3.3: Předběžný průběh tlaku a měrného objemu kužely

Ná obrázku 3.4 je vyobrazen tvar průtočného kanálu při konstantní patě daného kuželu se skokovou změnou v následujícím kuželu.



Obrázek 3.4: Tvar průtočného kanálu

3.2. Detailní návrh stupňové části

Po předběžném návrhu stupňové části, který byl popsán v předchozí kapitole, následuje detailní návrh, který má stanovit finální tvar jednotlivých stupňů se skutečnými ztrátami, účinnostmi a výkony. Zatímco v předběžném návrhu byly vypočítány parametry jednotlivých kuželů v závislosti na vhodně zvoleném tlaku, v detailním výpočtu proběhne návrh každého stupně zvlášť a bude se postupovat od konce turbíny směrem k regulačnímu stupni. Zde je důležité, aby stav páry na začátku stupňové části odpovídal stavu páry na výstupu z regulačního stupně. Detailní návrh proběhne metodou $\frac{c_a}{u}$, jak již bylo nastíněno u předběžného návrhu. Princip výpočtu je zčásti uveden v [3] a zčásti bude vycházet z obrázků 3.5 a 3.8. V průběhu výpočtu bude zavedeno jedno zjednodušení, a to zanedbání vlivu rozdílných vstupních a výstupních rychlostí. Výpočet bude detailně ukázán pro poslední stupeň, pro zbývající stupně probíhá výpočet analogicky, a tak budou výsledky pouze v tabulkách.

Do detailního návrhu vstupuje z předběžného návrhu zejména počet stupňů a geometrické charakteristiky kuželů, avšak slouží jen jako pomůcka a po optimalizaci se můžou mírně lišit. Pro tvar průtokového kanálu platí stejná pravidla, jako při předběžném návrhu, tedy postupné rozšiřování kanálu a konstantní patní průměr v rámci kuželu. Výstupem detailního návrhu budou zejména charakteristiky stupňů, hodnoty napětí, tlakových čísel, účinností a reakcí. Cílem je pak taková volba délkových rozměrů a vybraných úhlů, která zajistí optimální průběh těchto charakteristik. Tyto charakteristiky by pak dle [2] měly být v daných intervalech pro stupeň reakce:

$$\rho \in (0, 5; 0, 6) \quad (3.61)$$

3.2. DETAILNÍ NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI

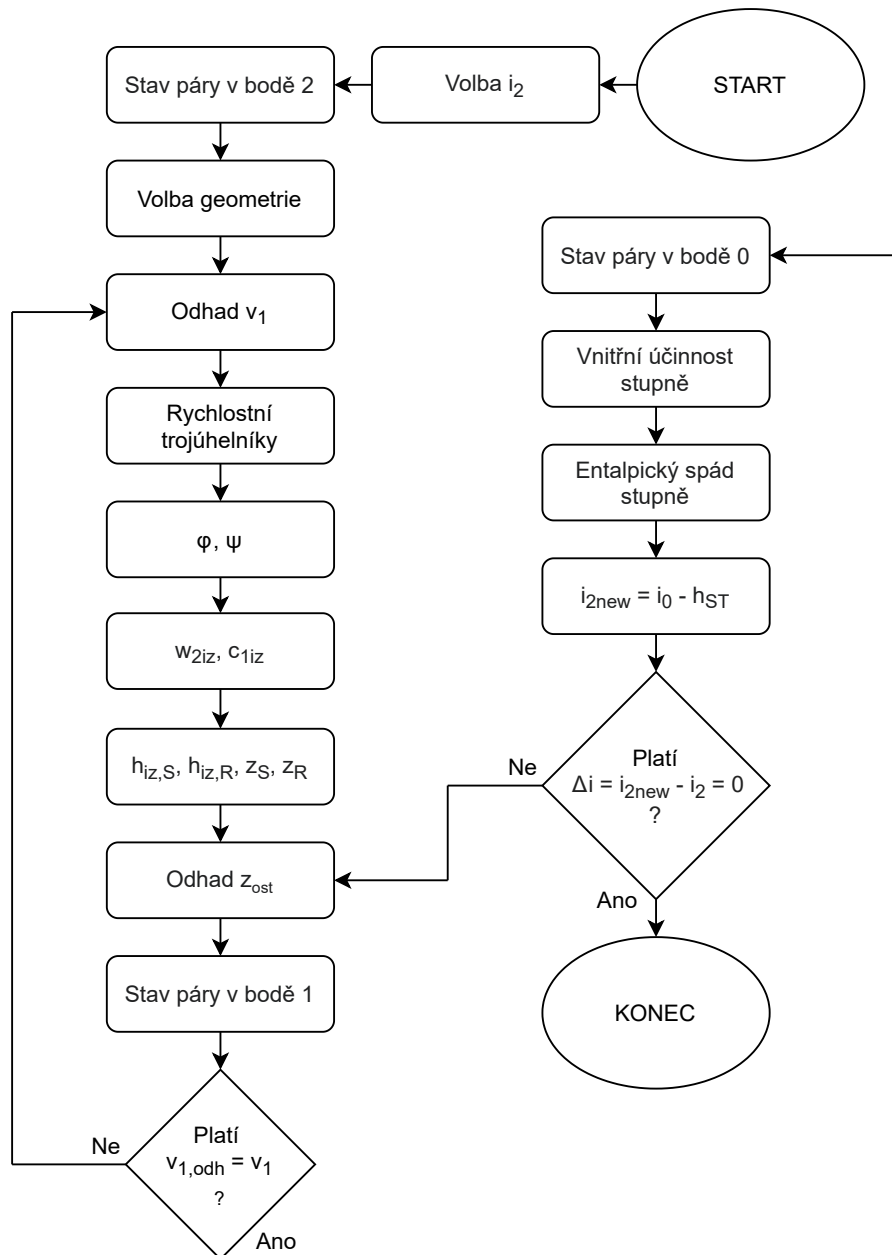
pro tlakové číslo:

$$\Psi \in (2; 4) \quad (3.62)$$

a pro odstředivé napětí (napětí v tahu) při 127 % jmenovitých otáček:

$$\sigma_{tah} \leq 600 \text{ MPa} \quad (3.63)$$

Na radu vedoucího práce je pak za účelem co nejvyšší účinnosti snaha dodržet tlakové číslo $\Psi \approx 2,8$. Pro všechny stupně byl ze začátku uvažován konstantní hmotnostní průtok, avšak po zavedení vyrovnávací pístu a ucpávkového systému byl hmotnostní průtok upraven. Všechny hodnoty uvedené jsou již po výsledné optimalizaci. Pro přehlednost se zavede značení: index *2* značí stav na výstupu z rotoru, index *1* mezi statorem a rotorem, index *0* vstup do statoru, případně index *S* značí statorovou řadu a index *R* řadu rotorovou.



Obrázek 3.5: Vývojový diagram výpočtu stupňové části

Jak již bylo zmíněno, výpočet probíhá od konce, tedy začne od stavu páry na výstupu, kde entalpie je vhodně volena tak, aby celková entalpie na vstupu do stupňové části odpovídala celkové entalpii na výstupu z regulačního stupně:

$$\begin{aligned} p_2 &= p_k = 0,126 \text{ bar} \\ i_2 &= 2226,15 \text{ kJ kg}^{-1} \end{aligned} \quad (3.64)$$

$$s_2 = f(p_2; i_2) = 6,937 \text{ kJ K}^{-1} \text{ kg}^{-1} \quad (3.65)$$

$$v_2 = f(p_2; i_2) = 9,991 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1} \quad (3.66)$$

$$x_2 = f(p_2; i_2) = 0,846 [-] \quad (3.67)$$

$$t_2 = f(p_2; i_2) = 50,4 \text{ °C} \quad (3.68)$$

3.2.1. Výpočet geometrie

Výpočet začne navrhnutím geometrie stupně, jehož výsledky se dále využijí v celém detailním návrhu. Z předběžného návrhu se použije patní průměr posledního kuželu:

$$D_{2p} = 0,60 \text{ m} \quad (3.69)$$

Následně se volí velikost rotorové lopatky:

$$l_2 = 0,454 \text{ m} \quad (3.70)$$

a dopočítá se střední průměr a průměr hlavy na výstupu ze stupně:

$$D_{2s} = D_{2p} + l_2 = 0,60 + 0,454 = 1,054 \text{ m} \quad (3.71)$$

$$D_{2h} = D_{2s} + l_2 = 1,054 + 0,454 = 1,508 \text{ m} \quad (3.72)$$

Jelikož se stupeň navrhuje na konstantním patním průměru, pak patní průměr pro statorovou řadu je:

$$D_{1p} = 0,60 \text{ m} \quad (3.73)$$

Opět se zvolí délku statorové lopatky:

$$l_1 = 0,346 \text{ m} \quad (3.74)$$

a dopočítají se průměry pro statorovou řadu:

$$D_{1s} = D_{1p} + l_1 = 0,60 + 0,346 = 0,946 \text{ m} \quad (3.75)$$

$$D_{1h} = D_{1s} + l_1 = 0,946 + 0,346 = 1,292 \text{ m} \quad (3.76)$$

Pro ostatní několikastupňové kužely byly lopatky mimo volenou první statorovou a poslední rotorovou lineárně interpolovány, viz (3.178).

Následně se dopočtou průtočné plochy, jež se dále využijí při výpočtu rychlostních trojúhelníků:

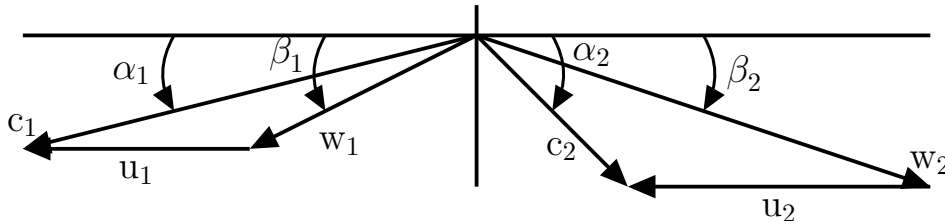
$$S_1 = \pi \cdot D_{1s} \cdot l_1 = \pi \cdot 0,946 \cdot 0,346 = 1,03 \text{ m}^2 \quad (3.77)$$

$$S_2 = \pi \cdot D_{2s} \cdot l_2 = \pi \cdot 1,054 \cdot 0,454 = 1,50 \text{ m}^2 \quad (3.78)$$

3.2. DETAILNÍ NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI

3.2.2. Výpočet rychlostních trojúhelníků

Výpočet rychlostních trojúhelníků bude probíhat podle obrázku 3.6. Jak již bylo zmíněno v kapitole 2.2.2, trojúhelníky jsou dány vstupním úhlem α_1 a výstupním úhlem β_2 , které budou vhodně voleny. Výstupem pak budou rychlostní součinitelé φ a ψ , díky kterým se vypočtou izentropické rychlosti, které budou sloužit jako vstup do energetických výpočtů.



Obrázek 3.6: Rychlostní trojúhelníky pro přetlakový stupeň [3] – upraveno

Nejprve se spočtou obvodové rychlosti:

$$u_1 = \pi \cdot D_{1s} \cdot n = \pi \cdot 0,946 \cdot 92,75 = 275,65 \text{ m s}^{-1} \quad (3.79)$$

$$u_2 = \pi \cdot D_{2s} \cdot n = \pi \cdot 1,054 \cdot 92,75 = 307,12 \text{ m s}^{-1} \quad (3.80)$$

V následujícím výpočtu vystupuje měrný objem ve stavu 1, který je zatím neznámý, proto je ze začátku dosazen izentropický objem a následně zpětně dosazen měrný objem v_1 ze vztahu (3.122). Z rovnice kontinuity se určí axiální složka absolutních rychlostí:

$$c_{1a} = \frac{\dot{M}_p \cdot v_1}{S_1} = \frac{36,83 \cdot 5,829}{1,03} = 208,76 \text{ m s}^{-1} \quad (3.81)$$

$$c_{2a} = \frac{\dot{M}_p \cdot v_2}{S_2} = \frac{36,83 \cdot 9,991}{1,50} = 244,76 \text{ m s}^{-1} \quad (3.82)$$

Axiální složka relativních rychlostí:

$$w_{1a} = c_{1a} = 208,76 \text{ m s}^{-1} \quad (3.83)$$

$$w_{2a} = c_{2a} = 244,76 \text{ m s}^{-1} \quad (3.84)$$

Nyní se přejde k volbě úhlů:

$$\alpha_1 = 33,5^\circ \quad (3.85)$$

$$\beta_2 = 36^\circ \quad (3.86)$$

Absolutní rychlost na výstupu z dýzy:

$$c_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \alpha_1} = \frac{208,76}{\sin 33,5} = 378,22 \text{ m s}^{-1} \quad (3.87)$$

Relativní rychlost na výstupu z dýzy:

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1} \\ &= \sqrt{378,22^2 + 275,65^2 - 2 \cdot 378,22 \cdot 275,65 \cdot \cos 33,5} = 212,51 \text{ m s}^{-1} \end{aligned} \quad (3.88)$$

Obvodová složka absolutní a relativní rychlosti na výstupu z dýzy:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 378,22 \cdot \cos 33,5 = 315,40 \text{ m s}^{-1} \quad (3.89)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u_1 = 315,40 - 275,65 = 39,75 \text{ m s}^{-1} \quad (3.90)$$

Nyní se dopočte úhel β_1 :

$$\beta_1 = \arcsin \frac{w_{1a}}{w_1} = \arcsin \frac{208,76}{212,51} = 79,22^\circ \quad (3.91)$$

Relativní rychlost na výstupu z rotoru:

$$w_2 = \frac{w_{2a}}{\sin \beta_2} = \frac{244,76}{\sin 36} = 416,41 \text{ m s}^{-1} \quad (3.92)$$

Absolutní rychlost na výstupu z rotoru:

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \beta_2} \\ &= \sqrt{416,41^2 + 307,12^2 - 2 \cdot 416,41 \cdot 307,12 \cdot \cos 36} = 246,57 \text{ m s}^{-1} \end{aligned} \quad (3.93)$$

Dopočte se úhel α_2 :

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{c_{2a}}{c_2} = \frac{244,76}{246,57} = 83,07^\circ \quad (3.94)$$

Obvodová složka absolutní a relativní rychlosti na výstupu z rotoru:

$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos \alpha_2 = 246,57 \cdot \cos 83,07 = 29,77 \text{ m s}^{-1} \quad (3.95)$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 = 416,41 \cdot \cos 36 = 336,89 \text{ m s}^{-1} \quad (3.96)$$

Zahnutí proudu je pak dáno:

$$\Delta\alpha = 180 - \alpha_1 - \alpha_2 = 180 - 33,5 - 83,07 = 63,43^\circ \quad (3.97)$$

$$\Delta\beta = 180 - \beta_1 - \beta_2 = 180 - 79,22 - 36 = 64,78^\circ \quad (3.98)$$

Z obrázku 2.6 lze odečíst:

$$\varphi' = 0,983 [-] \quad (3.99)$$

$$\psi' = 0,983 [-] \quad (3.100)$$

Z obrázku 2.7 lze odečíst:

$$k_d = 0,999 [-] \quad (3.101)$$

$$k_l = 0,959 [-] \quad (3.102)$$

a tedy výsledný rychlostní součinitelé jsou:

$$\varphi = k_d \cdot \varphi' = 0,999 \cdot 0,983 = 0,982 [-] \quad (3.103)$$

$$\psi = k_l \cdot \psi' = 0,959 \cdot 0,983 = 0,943 [-] \quad (3.104)$$

3.2. DETAILNÍ NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI

Následně se vypočte izoentropická relativní rychlost na výstupu z rotoru:

$$w_{2iz} = \frac{w_2}{\psi} = \frac{416,41}{0,943} = 441,64 \text{ m s}^{-1} \quad (3.105)$$

a izoentropická absolutní rychlost na výstupu z dýzy:

$$c_{1iz} = \frac{c_1}{\varphi} = \frac{378,22}{0,982} = 385,17 \text{ m s}^{-1} \quad (3.106)$$

Pro úplnost výpočtu je potřeba ještě provést kontrolu Machova čísla. Nejvíce kritickým místem je výstup z rotoru posledního stupně, kde výstupní relativní rychlost dosahuje vysokých hodnot. Machovo číslo pro poslední stupeň by mělo být v rozmezí 1,00 – 1,05, přičemž optimum je okolo 1,02. Jelikož se poslední stupeň nachází v oblasti mokré páry, je potřeba zjistit rychlost zvuku přes Poissonovu konstantu [6]:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{1,95}{1,47} = 1,33 [-] \quad (3.107)$$

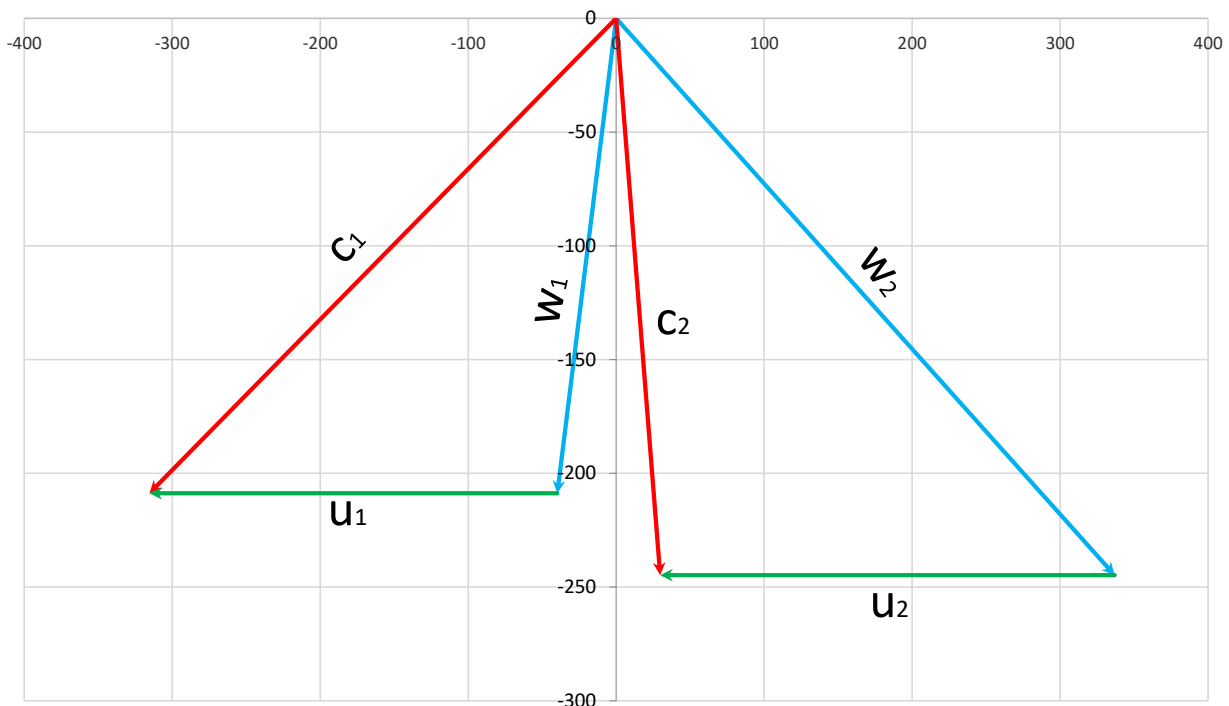
kde c_p je měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku a c_v je měrná tepelná kapacita za konstantního objemu, obě zjištěné pomocí doplňku X-Steam Tables v prostředí Excelu. Rychlost zvuku je pak dána vztahem:

$$a_2 = \sqrt{\kappa \cdot p_2 \cdot v_2} = \sqrt{1,33 \cdot 0,126 \cdot 10^5 \cdot 9,991} = 408,82 \text{ m s}^{-1} \quad (3.108)$$

a tedy Machovo číslo je:

$$Ma = \frac{w_2}{a_2} = \frac{416,41}{408,82} = 1,02 [-] \quad (3.109)$$

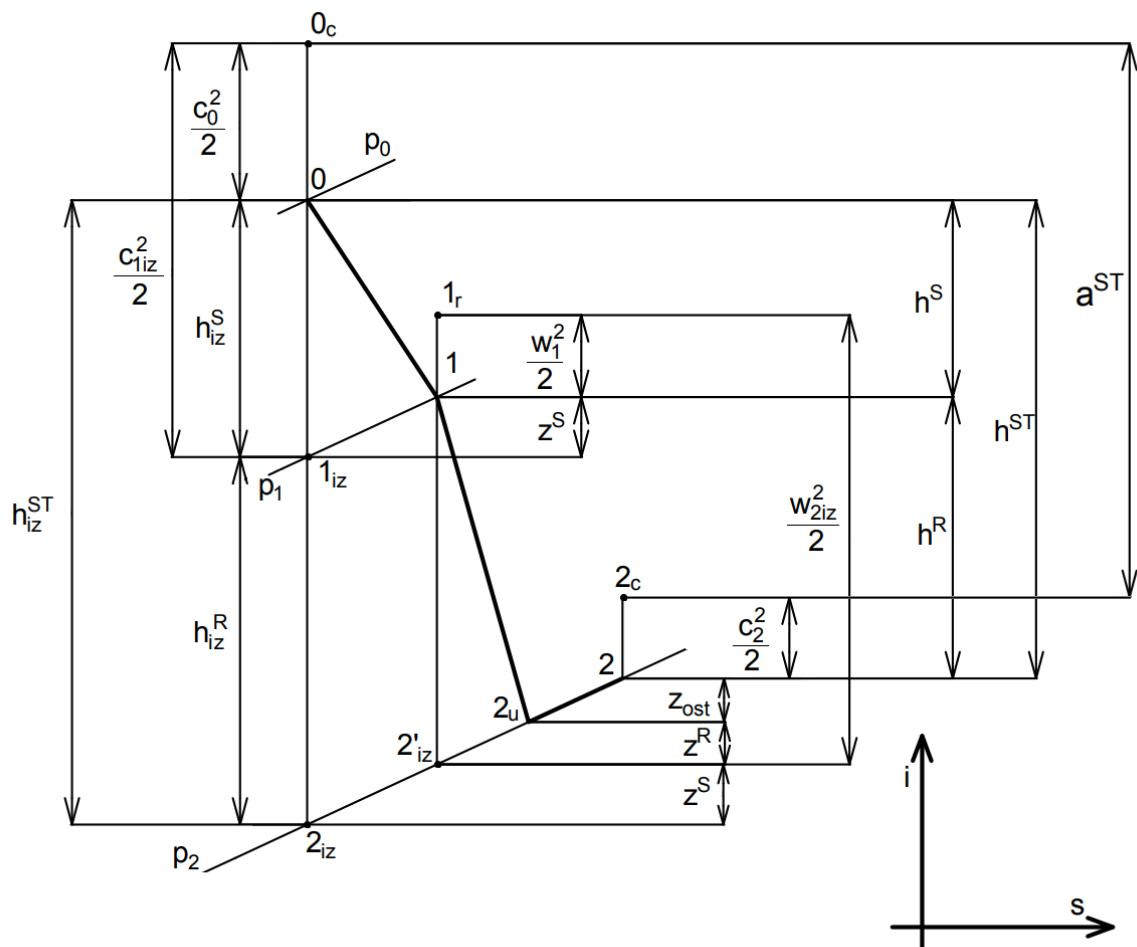
Na následujícím obrázku jsou graficky znázorněné rychlosti tvořící rychlostní trojúhelníky pro poslední stupeň.



Obrázek 3.7: Rychlostní trojúhelníky pro 23. stupeň

3.2.3. Energetický výpočet

Tento výpočet bude vycházet převážně z průběhu expanze ve stupni, který je ukázán na obrázku 3.8. Stav páry ve stavu 2 je již znám, viz výše.



Obrázek 3.8: Průběh expanze ve stupni kondenzační parní turbíny

Na začátku výpočtu se odečtou všechny ztráty z_{ost} mimo profilových (označovaných také jako energetické), které jsou nejprve vhodně zvoleny, a ku konci budou iteračně dopočteny:

$$z_{ost} = 15,82 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.110)$$

a tedy stav entalpie v bodě 2u:

$$i_{2u} = i_2 - z_{ost} = 2226,15 - 15,82 = 2210,33 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.111)$$

Z rychlostních trojúhelníků jsou známy izentropické rychlosti w_{2iz} a c_{1iz} a i rychlost w_1 , lze tedy určit izentropický spád na rotor:

$$h_{1z}^R = \frac{w_{2iz}^2 - w_1^2}{2} = \frac{441,64^2 - 212,51^2}{2} = 74,95 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.112)$$

a na stator:

$$h_{1z}^S = \frac{c_{1iz}^2 - c_0^2}{2} = \frac{385,17^2 - 168,66^2}{2} = 59,95 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.113)$$

3.2. DETAILNÍ NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI

kde c_0 je rychlost c_2 předešlého stupně. Celkový izoentropický spád stupně je:

$$h_{iz}^{ST} = h_{iz}^R + h_{iz}^S = 74,95 + 59,95 = 134,90 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.114)$$

Dále z rychlostních trojúhelníků jsou známy i rychlostní součinitele φ a ψ , pomocí kterých lze určit ztráty v rotoru:

$$z^R = \frac{w_{2iz}^2 \cdot (1 - \psi^2)}{2} = \frac{441,64 \cdot (1 - 0,943^2)}{2} = 10,82 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.115)$$

a ztráty ve statoru:

$$z^S = \frac{c_{1iz}^2 \cdot (1 - \varphi^2)}{2} = \frac{385,17 \cdot (1 - 0,982^2)}{2} = 2,65 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.116)$$

Nyní jsou již známy všechny veličiny potřebné k určení stavu páry ve zbývajících bodech. Stav páry v bodě 1:

$$i'_{2iz} = i_{2u} - z^R = 2210,33 - 10,82 = 2199,51 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.117)$$

$$i_{2iz} = i'_{2iz} - z^S = 2199,51 - 2,65 = 2196,86 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.118)$$

$$i_1 = i'_{2iz} + h_{iz}^R = 2199,51 + 74,95 = 2274,45 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.119)$$

$$s_1 = f(p_2; i'_{2iz}) = 6,855 \text{ kJ K}^{-1} \text{ kg}^{-1} \quad (3.120)$$

$$p_1 = f(i_1; s_1) = 0,226 \text{ bar} \quad (3.121)$$

$$v_1 = f(p_1; i_1) = 5,829 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1} \quad (3.122)$$

$$x_1 = f(p_1; i_1) = 0,856 [-] \quad (3.123)$$

$$t_1 = f(p_1; i_1) = 62,8 \text{ °C} \quad (3.124)$$

Stav páry v bodě 0:

$$i_{1iz} = i_1 - z^S = 2274,45 - 2,65 = 2271,80 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.125)$$

$$i_0 = i_{1iz} + h_{iz}^S = 2271,80 + 59,95 = 2331,76 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.126)$$

$$s_0 = f(p_1; i_{1iz}) = 6,847 \text{ kJ K}^{-1} \text{ kg}^{-1} \quad (3.127)$$

$$p_0 = f(i_0; s_0) = 0,353 \text{ bar} \quad (3.128)$$

$$v_0 = f(p_0; i_0) = 3,912 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1} \quad (3.129)$$

$$x_0 = f(p_0; i_0) = 0,871 [-] \quad (3.130)$$

$$t_0 = f(p_0; i_0) = 72,9 \text{ °C} \quad (3.131)$$

Taktéž lze určit z rychlostních součinitelů Parsonsovo číslo pro rotor i stator. Předtím je ovšem nutné dopočítat ještě pár veličin. Ztrátový součinitel pro rotor i stator:

$$\lambda^R = \frac{1}{\psi^2} - 1 = \frac{1}{0,943^2} - 1 = 0,111 [-] \quad (3.132)$$

$$\lambda^S = \frac{1}{\varphi^2} - 1 = \frac{1}{0,982^2} - 1 = 0,036 [-] \quad (3.133)$$

Průtokový součinitel pro rotor i stator:

$$\frac{c_{2a}}{u_2} = \frac{244,76}{307,12} = 0,80 [-] \quad (3.134)$$

$$\frac{c_{1a}}{u_1} = \frac{208,76}{275,65} = 0,76 [-] \quad (3.135)$$

Nyní lze přejít k výpočtu Parsonsova čísla pro rotor:

$$Pa_2 = \frac{1}{\frac{\lambda^R}{\sin^2 \beta_2} \cdot \left(\frac{c_{2a}}{u_2}\right)^2 + \frac{2}{\tan \beta_2} \cdot \frac{c_{2a}}{u_2} - 1} = \frac{1}{\frac{0,111}{\sin^2 36} \cdot 0,8^2 + \frac{2}{\tan 36} \cdot 0,8 - 1} = 0,715 [-] \quad (3.136)$$

a pro stator:

$$Pa_1 = \frac{1}{\frac{\lambda^S}{\sin^2 \alpha_1} \cdot \left(\frac{c_{1a}}{u_1}\right)^2 + \frac{2}{\tan \alpha_1} \cdot \frac{c_{1a}}{u_1} - 1} = \frac{1}{\frac{0,036}{\sin^2 33,5} \cdot 0,76^2 + \frac{2}{\tan 33,5} \cdot 0,76 - 1} = 0,738 [-] \quad (3.137)$$

Z obrázku 3.2 lze odečíst obvodovou účinnost pro nekonečně dlouhou rotorovou i statorovou lopatku:

$$\eta_\infty^R = 0,95 [-] \quad (3.138)$$

$$\eta_\infty^S = 0,95 [-] \quad (3.139)$$

Před výpočtem vnitřní účinnosti je potřeba určit poměrné ztráty radiální mezerou, rozvějířením a ztráty vlhkostí páry. První ztrátou je poměrná ztráta radiální mezerou. Z tabulky 3.1 se zvolí tolerance pro rotor i stator:

$$x_2 = 0,3 \text{ mm} \quad (3.140)$$

$$x_1 = 0,3 \text{ mm} \quad (3.141)$$

Radiální vůle zaokrouhlena na jedno desetinné místo pro rotor i stator (dosazené v mm):

$$k_2 = \frac{D_{2h}}{1000} + x_2 = \frac{1508}{1000} + 0,3 = 1,8 \text{ mm} \quad (3.142)$$

$$k_1 = \frac{D_{1h}}{1000} + x_1 = \frac{1292}{1000} + 0,3 = 1,6 \text{ mm} \quad (3.143)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou (dosazené v mm):

$$\xi_{k,2} = 4,5 \cdot \frac{0,3 + k_2}{l_2} = 4,5 \cdot \frac{0,3 + 1,8}{454} = 0,021 [-] \quad (3.144)$$

$$\xi_{k,1} = 4,5 \cdot \frac{0,3 + k_1}{l_1} = 4,5 \cdot \frac{0,3 + 1,6}{346} = 0,025 [-] \quad (3.145)$$

Poměrná ztráta rozvějířením:

$$\xi_{v,2} = \left(\frac{l_2}{D_{2s}}\right)^2 = \left(\frac{0,454}{1,054}\right)^2 = 0,093 [-] \quad (3.146)$$

$$\xi_{v,1} = \left(\frac{l_1}{D_{1s}}\right)^2 = \left(\frac{0,346}{0,946}\right)^2 = 0,067 [-] \quad (3.147)$$

3.2. DETAILNÍ NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI

Poměrná ztráta vlhkostí páry:

$$\xi_{x,2} = \left(1 - \frac{x_2 + x_1}{2}\right) \cdot \frac{h_{iz}^R}{h_{iz}^{ST}} = \left(1 - \frac{0,846 + 0,856}{2}\right) \cdot \frac{74,95}{134,9} = 0,083 \text{ [-]} \quad (3.148)$$

$$\xi_{x,1} = \left(1 - \frac{x_1 + x_0}{2}\right) \cdot \frac{h_{iz}^S}{h_{iz}^{ST}} = \left(1 - \frac{0,856 + 0,871}{2}\right) \cdot \frac{59,95}{134,9} = 0,061 \text{ [-]} \quad (3.149)$$

Nyní je již známo vše potřebné k získání vnitřní účinnosti na rotoru:

$$\begin{aligned} \eta_i^R &= \eta_\infty^R \cdot (1 - \xi_{k,2} - \xi_{v,2} - \xi_{x,2}) \\ &= 0,95 \cdot (1 - 0,021 - 0,093 - 0,083) = 0,764 \text{ [-]} \end{aligned} \quad (3.150)$$

a na statoru:

$$\begin{aligned} \eta_i^S &= \eta_\infty^S \cdot (1 - \xi_{k,1} - \xi_{v,1} - \xi_{x,1}) \\ &= 0,95 \cdot (1 - 0,025 - 0,067 - 0,061) = 0,807 \text{ [-]} \end{aligned} \quad (3.151)$$

Je-li známa vnitřní účinnost rotoru a statoru, lze dopočítat entalpický spád na rotor i stator (rozdíl vstupních a výstupních rychlostí je zanedbán):

$$h^R = \eta_i^R \cdot h_{iz}^R = 0,764 \cdot 74,95 = 57,25 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.152)$$

$$h^S = \eta_i^S \cdot h_{iz}^S = 0,807 \cdot 59,95 = 48,35 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.153)$$

3.2.4. Vlastnosti stupně

Celkový izoentropický spád stupně:

$$h_{iz}^{ST} = i_0 - i_{2iz} = 2331,76 - 2196,86 = 134,90 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.154)$$

Vnitřní účinnost stupně je jedna z nejdůležitějších vlastností, která je sledována ve stupňové části. V případě posledního stupně je vnitřní účinnost velmi zatížena vlivem ztráty vlhkosti páry:

$$\eta_i = \frac{a^{ST}}{h_{iz}^{ST}} = \frac{h^S + h^R}{h_{iz}^{ST}} = \frac{48,35 + 57,25}{134,90} = 0,783 \text{ [-]} \quad (3.155)$$

Skutečný entalpický spád stupně pak je:

$$h^{ST} = \eta_i \cdot h_{iz}^{ST} = 0,783 \cdot 134,90 = 105,61 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.156)$$

Odečtením entalpického spádu stupně od i_0 lze získat:

$$i_{2new} = i_0 - h^{ST} = 2331,76 - 105,61 = 2226,15 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.157)$$

Jestliže byl počáteční odhad ztrát správný, bude následující vztah roven skoro nule. Pakliže se nerovná nule, přičte se tento rozdíl k ostatním ztrátám, tedy do vztahu (3.110), dokud tento vztah nebude platit:

$$\Delta i = i_2 - i_{2new} = 2226,15 - 2226,15 = 0 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.158)$$

Další důležitou veličinou je tlakové číslo, které vyjadřuje zatížení daného stupně. Nejvyšší účinnost je pak v rozmezí 2,5 – 3, v této práci byla snaha ho držet okolo 2,8:

$$\Psi = \frac{2 \cdot h_{iz}^{ST}}{u_2^2} = \frac{2 \cdot 134,90 \cdot 10^3}{307,12^2} = 2,86 \text{ [-]} \quad (3.159)$$

3. NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI

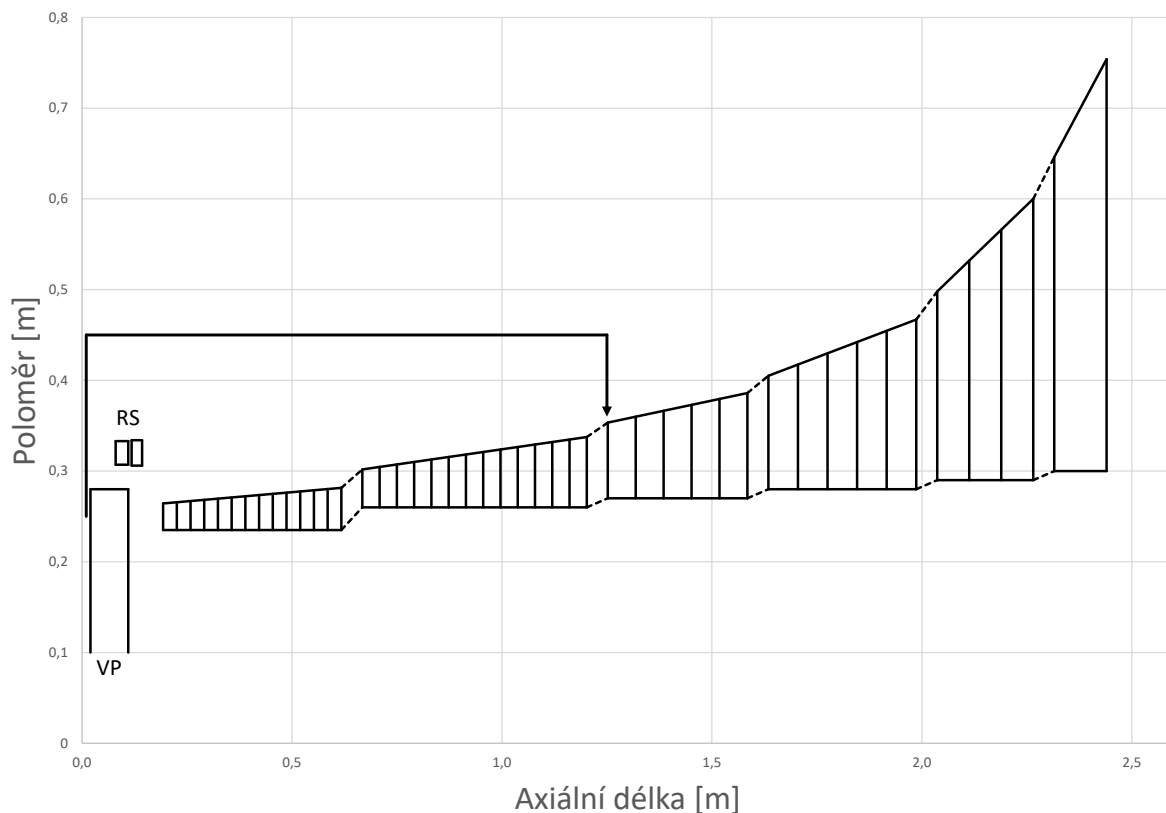
Jak již bylo zmíněno, stupeň reakce se pohybuje v optimálním rozmezí 0,5 – 0,6, přičemž v této práci byla snaha ho držet okolo 0,55:

$$\rho = \frac{h_{iz}^R}{h_{iz}^{ST}} = \frac{74,95}{134,90} = 0,56 [-] \quad (3.160)$$

Poslední charakteristikou je výkon stupně. Při výpočtu výkonu tohoto i následujících stupňů již byly započítány ztráty hmotnostního průtoku ucpávkami a vyrovnávacím pístem. I zde je zanedbán vliv vstupní a výstupní rychlosti, a proto lze vztah upravit na:

$$P = \dot{M}_p \cdot a^{ST} = \dot{M}_p \cdot h^{ST} = 36,83 \cdot 105,61 = 3889,4 \text{ kW} \quad (3.161)$$

Na následujícím obrázku 3.9 je již po optimalizaci tvar průtokového kanálu o 6 kuželech a 23 stupních (46 řadami) s regulačním stupněm a zavedením vyrovnávacího pístu za 2. kužel (regulační stupeň a vyrovnávací píst nejsou v měřítku), který bude detailněji popsán v další kapitole.



Obrázek 3.9: Průtokový kanál se zavedeným vyrovnávacím pístem a regulačním stupněm

Tímto byl ukončen výpočet posledního stupně, v následující podkapitole budou v tabulkách uvedeny výsledky pro zbývající stupně a v grafech budou vyneseny nejdůležitější charakteristiky.

3.2. DETAILNÍ NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI

3.2.5. Výsledky detailního návrhu

Tabulka 3.4: Geometrie kuželů - část první

Veličina	Jednotka	Kužel 1						
		1	2	3	4	5	6	7
Geometrie								
l_2	m	0,031	0,033	0,036	0,039	0,041	0,044	0,047
D_{2p}	m	0,470	0,470	0,470	0,470	0,470	0,470	0,470
D_{2s}	m	0,501	0,503	0,506	0,509	0,511	0,514	0,517
D_{2h}	m	0,531	0,537	0,542	0,547	0,552	0,558	0,563
S_2	m ²	0,048	0,053	0,057	0,062	0,066	0,071	0,075
l_1	m	0,029	0,032	0,035	0,037	0,040	0,043	0,045
D_{1p}	m	0,470	0,470	0,470	0,470	0,470	0,470	0,470
D_{1s}	m	0,499	0,502	0,505	0,507	0,510	0,513	0,515
D_{1h}	m	0,529	0,534	0,539	0,544	0,550	0,555	0,560
S_1	m ²	0,046	0,050	0,055	0,059	0,064	0,068	0,073

Tabulka 3.5: Geometrie kuželů - část druhá

Veličina	Jednotka	Kužel 2						
		1	2	3	4	5	6	7
Geometrie								
l_2	m	0,045	0,050	0,056	0,061	0,067	0,072	0,078
D_{2p}	m	0,520	0,520	0,520	0,520	0,520	0,520	0,520
D_{2s}	m	0,565	0,570	0,576	0,581	0,587	0,592	0,598
D_{2h}	m	0,609	0,620	0,631	0,642	0,653	0,664	0,675
S_2	m ²	0,079	0,090	0,100	0,111	0,123	0,134	0,145
l_1	m	0,042	0,047	0,053	0,058	0,064	0,069	0,075
D_{1p}	m	0,520	0,520	0,520	0,520	0,520	0,520	0,520
D_{1s}	m	0,562	0,567	0,573	0,578	0,584	0,589	0,595
D_{1h}	m	0,604	0,615	0,626	0,637	0,648	0,659	0,670
S_1	m ²	0,074	0,084	0,095	0,106	0,117	0,128	0,140

Tabulka 3.6: Geometrie kuželů - část třetí

Veličina	Jednotka	Kužel 3			Kužel 4			Kužel 5		Kužel 6
		15	16	17	18	19	20	21	22	23
Geometrie										
l_2	m	0,090	0,103	0,116	0,137	0,162	0,187	0,242	0,310	0,454
D_{2p}	m	0,540	0,540	0,540	0,560	0,560	0,560	0,580	0,580	0,600
D_{2s}	m	0,630	0,643	0,656	0,697	0,722	0,747	0,822	0,890	1,054
D_{2h}	m	0,720	0,746	0,772	0,835	0,884	0,934	1,064	1,200	1,508
S_2	m ²	0,178	0,208	0,239	0,301	0,368	0,439	0,625	0,867	1,503
l_1	m	0,083	0,096	0,109	0,125	0,150	0,175	0,208	0,276	0,346
D_{1p}	m	0,540	0,540	0,540	0,560	0,560	0,560	0,580	0,580	0,600
D_{1s}	m	0,623	0,636	0,649	0,685	0,710	0,735	0,788	0,856	0,946
D_{1h}	m	0,707	0,733	0,759	0,810	0,860	0,909	0,996	1,132	1,292
S_1	m ²	0,163	0,193	0,223	0,269	0,334	0,403	0,515	0,742	1,028

Tabulka 3.7: Stav páry - část první

Veličina	Jednotka	Kužel 1						
		1	2	3	4	5	6	7
Stav páry								
p_2	bar	60,94	54,66	48,87	43,55	38,63	34,10	29,94
i_2	kJ kg^{-1}	3158,5	3134,1	3109,1	3083,7	3057,7	3031,0	3003,7
v_2	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$	0,046	0,050	0,055	0,061	0,067	0,074	0,082
s_2	$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	6,507	6,516	6,524	6,533	6,541	6,550	6,558
t_2	$^{\circ}\text{C}$	393,1	378,8	364,2	349,5	334,5	319,2	303,6
x_2	-	1	1	1	1	1	1	1
i_{2u}	kJ kg^{-1}	3158,0	3133,6	3108,8	3083,4	3057,5	3030,8	3003,5
i'_{2iz}	kJ kg^{-1}	3153,3	3129,2	3104,5	3079,3	3053,3	3026,7	2999,5
i_{2iz}	kJ kg^{-1}	3152,4	3128,4	3103,7	3078,5	3052,5	3025,9	2998,7
i_{1iz}	kJ kg^{-1}	3169,5	3145,2	3120,7	3095,6	3069,8	3043,7	3016,6
i_1	kJ kg^{-1}	3170,4	3146,1	3121,5	3096,4	3070,6	3044,5	3017,5
s_1	kJ kg^{-1}	6,499	6,508	6,517	6,526	6,534	6,542	6,551
p_1	bar	64,76	58,11	52,04	46,46	41,30	36,58	32,20
t_1	$^{\circ}\text{C}$	400,5	386,1	371,7	357,1	342,3	327,2	311,7
v_1	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$	0,044	0,048	0,052	0,057	0,063	0,070	0,077
x_1	-	1	1	1	1	1	1	1
i_0	kJ kg^{-1}	3182,9	3158,5	3134,1	3109,1	3083,7	3057,7	3031,0
s_0	$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	6,498	6,507	6,516	6,524	6,533	6,541	6,550
p_0	bar	67,89	60,94	54,66	48,87	43,55	38,63	34,10
t_0	$^{\circ}\text{C}$	407,5	393,1	378,8	364,2	349,5	334,5	319,2
v_0	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$	0,042	0,046	0,050	0,055	0,061	0,067	0,074
x_0	-	1	1	1	1	1	1	1
Kužel 2								
		1	2	3	4	5	6	7
p_2	bar	25,50	21,65	18,22	15,18	12,52	10,20	8,19
i_2	kJ kg^{-1}	2971,7	2939,5	2906,3	2871,9	2836,9	2800,9	2763,7
v_2	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$	0,094	0,107	0,123	0,142	0,166	0,196	0,234
s_2	$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	6,570	6,582	6,593	6,605	6,616	6,628	6,641
t_2	$^{\circ}\text{C}$	285,2	266,9	248,2	228,9	209,4	189,5	171,4
x_2	-	1	1	1	1	1	1	1
i_{2u}	kJ kg^{-1}	2970,9	2938,8	2905,7	2871,4	2836,4	2800,3	2763,1
i'_{2iz}	kJ kg^{-1}	2965,9	2934,2	2901,3	2867,1	2832,2	2796,3	2759,1
i_{2iz}	kJ kg^{-1}	2964,9	2933,3	2900,3	2866,1	2831,2	2795,3	2758,1
i_{1iz}	kJ kg^{-1}	2986,3	2954,6	2921,8	2888,2	2853,7	2818,4	2781,8
i_1	kJ kg^{-1}	2987,3	2955,5	2922,7	2889,2	2854,7	2819,3	2782,8
s_1	kJ kg^{-1}	6,560	6,572	6,584	6,595	6,607	6,618	6,631
p_1	bar	27,88	23,72	20,04	16,80	13,93	11,44	9,26
t_1	$^{\circ}\text{C}$	294,6	276,4	257,8	238,9	219,5	199,9	179,9
v_1	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$	0,087	0,099	0,114	0,131	0,152	0,178	0,211
x_1	-	1	1	1	1	1	1	1
i_0	kJ kg^{-1}	3003,7	2971,7	2939,5	2906,3	2871,9	2836,9	2800,9
s_0	$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	6,558	6,570	6,582	6,593	6,605	6,616	6,628
p_0	bar	29,94	25,50	21,65	18,22	15,18	12,52	10,20
t_0	$^{\circ}\text{C}$	303,6	285,2	266,9	248,2	228,9	209,4	189,5
v_0	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$	0,082	0,094	0,107	0,123	0,142	0,166	0,196
x_0	-	1	1	1	1	1	1	1

3.2. DETAILNÍ NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI

Tabulka 3.8: Stav páry - část druhá

Veličina	Jednotka	Kužel 3			Kužel 4			Kužel 5		Kužel 6
		15	16	17	18	19	20	21	22	23
Stav páry										
p_2	bar	6,37	4,88	3,66	2,61	1,79	1,17	0,69	0,35	0,126
i_2	kJ kg^{-1}	2722,4	2679,9	2635,5	2585,4	2532,2	2476,0	2409,2	2331,8	2226,2
v_2	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$	0,293	0,371	0,480	0,649	0,909	1,324	2,134	3,912	9,991
s_2	$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	6,655	6,670	6,687	6,708	6,731	6,758	6,796	6,847	6,937
t_2	$^{\circ}\text{C}$	161,2	150,9	140,4	128,8	116,7	104,2	89,6	72,9	50,4
x_2	-	0,98	0,97	0,95	0,94	0,92	0,91	0,89	0,87	0,85
i_{2u}	kJ kg^{-1}	2721,6	2678,7	2633,8	2583,1	2529,1	2471,9	2403,5	2323,0	2210,3
i'_{2iz}	kJ kg^{-1}	2717,4	2674,6	2629,7	2578,5	2524,4	2467,0	2397,4	2315,9	2199,5
i_{2iz}	kJ kg^{-1}	2716,2	2673,4	2628,5	2577,2	2523,0	2465,6	2395,7	2314,0	2196,9
i_{1iz}	kJ kg^{-1}	2742,4	2700,4	2656,6	2609,3	2557,4	2502,5	2440,2	2366,3	2271,8
i_1	kJ kg^{-1}	2743,5	2701,5	2657,8	2610,6	2558,8	2503,9	2441,9	2368,2	2274,5
s_1	kJ kg^{-1}	6,643	6,658	6,673	6,690	6,711	6,735	6,763	6,801	6,855
p_1	bar	7,33	5,66	4,29	3,15	2,21	1,49	0,93	0,51	0,23
t_1	$^{\circ}\text{C}$	166,8	156,6	146,1	135,2	123,3	111,1	97,6	82,0	62,8
v_1	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$	0,259	0,325	0,416	0,548	0,752	1,070	1,628	2,780	5,829
x_1	-	0,99	0,98	0,96	0,95	0,93	0,92	0,90	0,88	0,86
i_0	kJ kg^{-1}	2763,7	2722,4	2679,9	2635,5	2585,4	2532,2	2476,0	2409,2	2331,8
s_1	kJ kg^{-1}	6,641	6,655	6,670	6,687	6,708	6,731	6,758	6,796	6,847
p_0	bar	8,19	6,37	4,88	3,66	2,61	1,79	1,17	0,69	0,35
t_0	$^{\circ}\text{C}$	171,4	161,2	150,9	140,4	128,8	116,7	104,2	89,6	72,9
v_0	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$	0,234	0,293	0,371	0,480	0,649	0,909	1,324	2,134	3,912
x_0	-	1	0,98	0,97	0,95	0,94	0,92	0,91	0,89	0,87

Tabulka 3.9: Energetické ztráty - část první

Veličina	Jednotka	Kužel 1						
		1	2	3	4	5	6	7
Energetické ztráty								
c_{2a}/u_2	-	0,23	0,23	0,23	0,24	0,24	0,25	0,26
λ^R	-	0,264	0,253	0,244	0,235	0,229	0,221	0,215
Pa_2	-	0,671	0,683	0,682	0,681	0,680	0,668	0,666
x_2	mm	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
k_2	mm	0,731	0,737	0,742	0,747	0,752	0,758	0,763
$\xi_{k,2}$	-	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11	0,11	0,10
$\xi_{v,2}$	-	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
$\xi_{x,2}$	-	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
η_{∞}^R	-	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
η_i^R	-	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,84	0,85
c_{1a}/u_1	-	0,23	0,23	0,23	0,23	0,24	0,24	0,25
λ^S	-	0,063	0,059	0,058	0,056	0,055	0,055	0,054
Pa_1	-	0,795	0,809	0,810	0,811	0,799	0,800	0,788
x_1	mm	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
k_1	mm	0,729	0,734	0,739	0,744	0,750	0,755	0,760

Tabulka 3.10: Energetické ztráty - část druhá

Veličina	Jednotka	Kužel 1						
		1	2	3	4	5	6	7
Energetické ztráty								
$\xi_{k,1}$	-	0,158	0,146	0,135	0,126	0,118	0,112	0,106
$\xi_{v,1}$	-	0,002	0,002	0,002	0,003	0,003	0,003	0,004
$\xi_{x,1}$	-	0	0	0	0	0	0	0
η_{∞}^S	-	0,950	0,950	0,950	0,950	0,950	0,950	0,951
η_i^S	-	0,799	0,809	0,819	0,827	0,835	0,841	0,847
		Kužel 2						
		1	2	3	4	5	6	7
c_{2a}/u_2	-	0,26	0,25	0,26	0,27	0,28	0,30	0,33
λ^R	-	0,220	0,205	0,195	0,185	0,175	0,166	0,159
Pa_2	-	0,668	0,680	0,686	0,678	0,678	0,672	0,667
x_2	mm	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
k_2	mm	0,909	0,920	0,931	0,942	0,953	0,964	0,975
$\xi_{k,2}$	-	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07
$\xi_{v,2}$	-	0,00	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01
$\xi_{x,2}$	-	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
η_{∞}^R	-	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
η_i^R	-	0,83	0,84	0,85	0,86	0,86	0,87	0,87
c_{1a}/u_1	-	0,26	0,25	0,25	0,26	0,27	0,29	0,31
λ^S	-	0,055	0,053	0,051	0,051	0,050	0,050	0,048
Pa_1	-	0,781	0,799	0,789	0,788	0,795	0,797	0,789
x_1	mm	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
k_1	mm	0,904	0,915	0,926	0,937	0,948	0,959	0,970
$\xi_{k,1}$	-	0,130	0,116	0,104	0,095	0,088	0,082	0,076
$\xi_{v,1}$	-	0,003	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008
$\xi_{x,1}$	-	0	0	0	0	0	0	0
η_{∞}^S	-	0,951	0,950	0,951	0,951	0,950	0,950	0,951
η_i^S	-	0,825	0,837	0,847	0,855	0,861	0,866	0,870

3.2. DETAILNÍ NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI

Tabulka 3.11: Energetické ztráty - část třetí

Veličina	Jednotka	Kužel 3			Kužel 4			Kužel 5		Kužel 6
		15	16	17	18	19	20	21	22	23
Energetické ztráty										
c_{2a}/u_2	-	0,33	0,35	0,39	0,39	0,43	0,51	0,53	0,64	0,80
λ^R	-	0,150	0,140	0,134	0,129	0,124	0,118	0,118	0,114	0,111
Pa_2	-	0,666	0,675	0,676	0,667	0,673	0,682	0,675	0,710	0,715
x_2	mm	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
k_2	mm	1,020	1,046	1,072	1,135	1,184	1,234	1,364	1,500	1,808
$\xi_{k,2}$	-	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,02
$\xi_{v,2}$	-	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,06	0,09
$\xi_{x,2}$	-	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08
η_∞^R	-	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
η_i^R	-	0,87	0,87	0,86	0,85	0,85	0,84	0,82	0,80	0,76
c_{1a}/u_1	-	0,32	0,33	0,36	0,38	0,40	0,46	0,51	0,55	0,76
λ^S	-	0,048	0,047	0,045	0,045	0,043	0,041	0,040	0,038	0,036
Pa_1	-	0,776	0,780	0,773	0,763	0,768	0,783	0,752	0,753	0,738
x_1	mm	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
k_1	mm	1,007	1,033	1,059	1,110	1,160	1,209	1,296	1,432	1,592
$\xi_{k,1}$	-	0,071	0,062	0,056	0,051	0,044	0,039	0,035	0,028	0,025
$\xi_{v,1}$	-	0,009	0,011	0,014	0,017	0,022	0,028	0,035	0,052	0,067
$\xi_{x,1}$	-	0,003	0,010	0,016	0,022	0,029	0,036	0,043	0,052	0,061
η_∞^S	-	0,951	0,951	0,951	0,951	0,951	0,951	0,951	0,951	0,951
η_i^S	-	0,873	0,872	0,869	0,866	0,860	0,853	0,844	0,826	0,807

Tabulka 3.12: Vlastnosti stupně - část první

Veličina	Jednotka	Kužel 1						
		1	2	3	4	5	6	7
Vlastnosti stupně								
h_{iz}^R	kJ kg^{-1}	17,07	16,87	17,00	17,13	17,30	17,74	17,95
h_{iz}^S	kJ kg^{-1}	13,41	13,25	13,39	13,51	13,87	14,00	14,35
h_{iz}^{ST}	kJ kg^{-1}	30,48	30,12	30,40	30,65	31,17	31,74	32,29
h^R	kJ kg^{-1}	13,69	13,72	13,98	14,21	14,46	14,92	15,17
h^S	kJ kg^{-1}	10,71	10,73	10,97	11,18	11,58	11,77	12,15
z_{ost}	kJ kg^{-1}	0,52	0,43	0,34	0,27	0,21	0,16	0,12
z^R	kJ kg^{-1}	4,68	4,42	4,30	4,18	4,12	4,08	4,03
z^S	kJ kg^{-1}	0,88	0,83	0,81	0,80	0,80	0,82	0,82
h^{ST}	kJ kg^{-1}	24,40	24,45	24,95	25,39	26,04	26,69	27,32
η_i	-	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,84	0,85
ψ	-	2,86	2,80	2,80	2,79	2,81	2,83	2,85
ρ	-	0,56	0,56	0,56	0,56	0,55	0,56	0,56
P_i	kW	866	868	886	901	924	947	970

3. NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI

Tabulka 3.13: Vlastnosti stupně - část druhá

Veličina	Jednotka	Kužel 2						
		1	2	3	4	5	6	7
Vlastnosti stupně								
h_{iz}^R	kJ kg^{-1}	21,36	21,28	21,41	22,05	22,44	23,08	23,68
h_{iz}^S	kJ kg^{-1}	17,36	17,10	17,70	18,09	18,24	18,54	19,07
h_{iz}^{ST}	kJ kg^{-1}	38,72	38,38	39,11	40,14	40,68	41,61	42,75
h^R	kJ kg^{-1}	17,70	17,88	18,19	18,87	19,33	19,97	20,56
h^S	kJ kg^{-1}	14,32	14,31	14,99	15,47	15,70	16,05	16,60
z_{ost}	kJ kg^{-1}	0,77	0,66	0,58	0,53	0,53	0,54	0,58
z^R	kJ kg^{-1}	4,93	4,57	4,38	4,29	4,13	4,06	4,02
z^S	kJ kg^{-1}	1,00	0,95	0,96	0,99	0,98	0,99	1,00
h^{ST}	kJ kg^{-1}	32,01	32,20	33,19	34,34	35,03	36,02	37,15
η_i	-	0,83	0,84	0,85	0,86	0,86	0,87	0,87
ψ	-	2,86	2,78	2,78	2,80	2,79	2,80	2,82
ρ	-	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
P_i	kW	1137	1143	1178	1219	1244	1279	1319

Tabulka 3.14: Vlastnosti stupně - část třetí

Veličina	Jednotka	Kužel 3			Kužel 4			Kužel 5		Kužel 6
		15	16	17	18	19	20	21	22	23
Vlastnosti stupně										
h_{iz}^R	kJ kg^{-1}	26,19	26,94	28,10	32,09	34,37	36,92	44,51	52,32	74,94
h_{iz}^S	kJ kg^{-1}	21,30	22,04	23,30	26,19	28,01	29,73	35,72	42,94	59,95
h_{iz}^{ST}	kJ kg^{-1}	47,48	48,97	51,40	58,28	62,38	66,64	80,23	95,26	134,90
h^R	kJ kg^{-1}	22,71	23,30	24,17	27,40	29,09	30,91	36,58	42,00	57,25
h^S	kJ kg^{-1}	18,58	19,21	20,25	22,67	24,10	25,35	30,16	35,46	48,35
z_{ost}	kJ kg^{-1}	0,86	1,25	1,70	2,32	3,08	4,01	5,68	8,71	15,82
z^R	kJ kg^{-1}	4,20	4,08	4,11	4,55	4,73	4,97	6,10	7,14	10,82
z^S	kJ kg^{-1}	1,12	1,13	1,16	1,33	1,38	1,40	1,70	1,95	2,65
h^{ST}	kJ kg^{-1}	41,29	42,51	44,42	50,07	53,19	56,26	66,74	77,46	105,61
η_i	-	0,87	0,87	0,86	0,86	0,85	0,84	0,83	0,81	0,78
ψ	-	2,82	2,79	2,81	2,82	2,82	2,81	2,80	2,83	2,86
ρ	-	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,56
P_i	kW	1521	1566	1636	1844	1959	2072	2458	2853	3889

3.2. DETAILNÍ NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI

Tabulka 3.15: Rychlostní trojúhelníky - část první

Veličina	Jednotka	Kužel 1						
		1	2	3	4	5	6	7
Rychlostní trojúhelníky								
α_1	°	12,0	12,0	12,0	12,1	12,2	12,5	12,8
α_2	°	70,3	71,2	70,2	69,4	68,9	66,7	66,5
β_1	°	68,8	70,5	70,4	70,5	68,8	69,5	68,2
β_2	°	12,1	12,1	12,1	12,2	12,4	12,6	13,0
$\Delta\alpha$	°	97,7	96,8	97,8	98,5	98,9	100,8	100,7
$\Delta\beta$	°	99,1	97,4	97,5	97,3	98,8	97,9	98,8
φ	-	0,968	0,970	0,971	0,971	0,972	0,972	0,972
ψ	-	0,858	0,865	0,870	0,875	0,878	0,883	0,886
c_1	m s^{-1}	162,10	161,71	162,63	163,57	165,89	166,83	169,32
c_{1a}	m s^{-1}	33,70	33,62	33,81	34,29	35,06	36,11	37,51
c_{1u}	m s^{-1}	158,56	158,17	159,08	159,94	162,15	162,87	165,11
w_1	m s^{-1}	36,15	35,67	35,89	36,37	37,59	38,56	40,40
w_{1a}	m s^{-1}	33,70	33,62	33,81	34,29	35,06	36,11	37,51
w_{1u}	m s^{-1}	13,07	11,91	12,05	12,14	13,58	13,53	15,00
c_2	m s^{-1}	35,96	35,81	36,40	37,24	38,36	40,31	42,09
c_{2a}	m s^{-1}	33,86	33,91	34,25	34,87	35,79	37,03	38,61
c_{2u}	m s^{-1}	12,09	11,52	12,34	13,07	13,81	15,93	16,75
w_2	m s^{-1}	161,55	161,76	163,38	164,99	166,65	169,74	171,65
w_{2a}	m s^{-1}	33,86	33,91	34,25	34,87	35,79	37,03	38,61
w_{2u}	m s^{-1}	157,97	158,17	159,75	161,26	162,76	165,66	167,25
u_1	m s^{-1}	145,49	146,26	147,03	147,80	148,57	149,34	150,11
u_2	m s^{-1}	145,87	146,64	147,42	148,19	148,96	149,73	150,50
w_{2iz}	m s^{-1}	188,29	187,11	187,87	188,65	189,76	192,28	193,71
c_{1iz}	m s^{-1}	167,45	166,73	167,54	168,39	170,67	171,66	174,12

Tabulka 3.16: Rychlostní trojúhelníky - část druhá

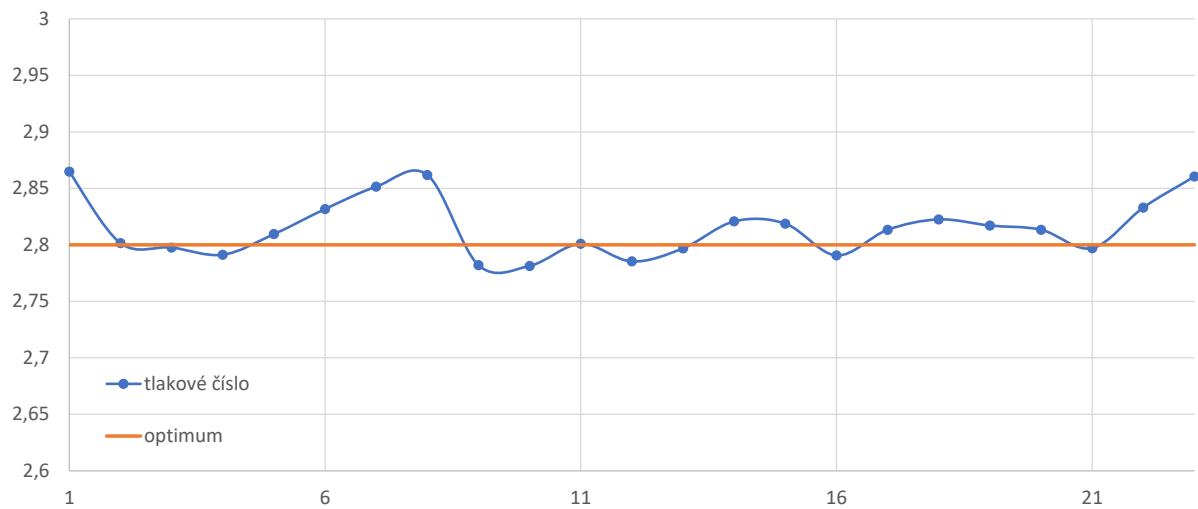
Veličina	Jednotka	Kužel 2						
		8	9	10	11	12	13	14
Rychlostní trojúhelníky								
α_1	°	13,0	13,0	13,0	13,3	13,9	14,7	15,7
α_2	°	67,3	67,9	68,2	66,6	66,8	66,5	67,2
β_1	°	67,6	69,8	68,3	68,6	70,3	71,6	71,8
β_2	°	13,0	13,0	13,2	13,5	14,1	14,9	16,1
$\Delta\alpha$	°	99,7	99,1	98,8	100,1	99,3	98,8	97,1
$\Delta\beta$	°	99,4	97,2	98,5	97,9	95,6	93,5	92,1
φ	-	0,972	0,973	0,974	0,974	0,975	0,975	0,976
ψ	-	0,883	0,892	0,897	0,903	0,908	0,913	0,917
c_1	m s^{-1}	185,69	185,38	188,58	190,80	192,25	194,52	198,37
c_{1a}	m s^{-1}	41,77	41,70	42,42	43,89	46,18	49,36	53,68
c_{1u}	m s^{-1}	180,93	180,63	183,75	185,68	186,62	188,15	190,97
w_1	m s^{-1}	45,19	44,43	45,64	47,14	49,05	52,03	56,51
w_{1a}	m s^{-1}	41,77	41,70	42,42	43,89	46,18	49,36	53,68
w_{1u}	m s^{-1}	17,24	15,33	16,85	17,18	16,52	16,45	17,67
c_2	m s^{-1}	45,54	45,69	46,77	49,41	52,37	56,60	62,01
c_{2a}	m s^{-1}	42,03	42,32	43,41	45,35	48,12	51,90	57,18
c_{2u}	m s^{-1}	17,54	17,21	17,39	19,60	20,66	22,56	24,00
w_2	m s^{-1}	186,83	188,13	190,12	194,27	197,52	201,85	206,19
w_{2a}	m s^{-1}	42,03	42,32	43,41	45,35	48,12	51,90	57,18
w_{2u}	m s^{-1}	182,04	183,31	185,09	188,90	191,56	195,06	198,10
u_1	m s^{-1}	163,70	165,30	166,90	168,50	170,10	171,70	173,30
u_2	m s^{-1}	164,50	166,10	167,70	169,30	170,90	172,50	174,10
w_{2iz}	m s^{-1}	211,59	211,02	211,92	215,21	217,44	221,04	224,84
c_{1iz}	m s^{-1}	191,01	190,46	193,60	195,90	197,28	199,54	203,33

3.2. DETAILNÍ NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI

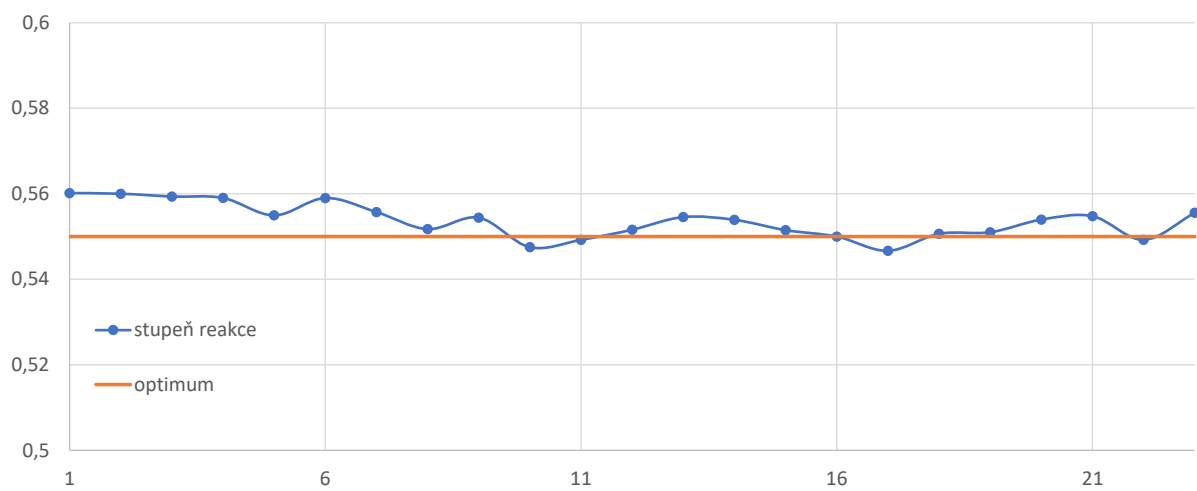
Tabulka 3.17: Rychlostní trojúhelníky - část třetí

Veličina	Jednotka	Kužel 3			Kužel 4			Kužel 5		Kužel 6
		15	16	17	18	19	20	21	22	23
Rychlostní trojúhelníky										
α_1	°	16,1	16,8	18,0	18,5	19,7	22,4	24,1	26,0	33,5
α_2	°	66,4	68,2	69,8	68,5	70,9	74,6	74,4	80,2	83,1
β_1	°	70,8	71,9	72,3	71,8	73,3	76,6	75,2	76,4	79,2
β_2	°	16,1	17,1	18,7	18,7	20,6	24,1	24,6	30,0	36,0
$\Delta\alpha$	°	97,5	95,0	92,2	93,0	89,4	83,0	81,5	73,8	63,4
$\Delta\beta$	°	93,1	91,0	89,0	89,5	86,1	79,3	80,2	73,6	64,8
φ	-	0,976	0,976	0,977	0,977	0,978	0,979	0,980	0,981	0,982
ψ	-	0,922	0,927	0,931	0,933	0,936	0,939	0,939	0,941	0,943
c_1	m s^{-1}	210,22	214,92	222,02	236,48	246,06	256,73	285,16	314,72	378,22
c_{1a}	m s^{-1}	58,30	62,12	68,61	75,04	82,95	97,83	116,44	137,97	208,76
c_{1u}	m s^{-1}	201,97	205,75	211,15	224,26	231,66	237,36	260,31	282,87	315,40
w_1	m s^{-1}	61,74	65,35	72,02	78,98	86,58	100,57	120,42	141,96	212,51
w_{1a}	m s^{-1}	58,30	62,12	68,61	75,04	82,95	97,83	116,44	137,97	208,76
w_{1u}	m s^{-1}	20,33	20,30	21,90	24,66	24,83	23,31	30,70	33,45	39,75
c_2	m s^{-1}	66,14	70,81	78,78	85,34	96,22	115,24	130,63	168,66	246,57
c_{2a}	m s^{-1}	60,62	65,73	73,92	79,39	90,92	111,08	125,79	166,22	244,76
c_{2u}	m s^{-1}	26,46	26,32	27,24	31,33	31,46	30,67	35,24	28,57	29,77
w_2	m s^{-1}	218,58	223,55	230,56	247,61	258,43	272,04	302,18	332,44	416,41
w_{2a}	m s^{-1}	60,62	65,73	73,92	79,39	90,92	111,08	125,79	166,22	244,76
w_{2u}	m s^{-1}	210,01	213,67	218,39	234,54	241,90	248,33	274,75	287,90	336,89
u_1	m s^{-1}	181,65	185,45	189,25	199,60	206,82	214,05	229,61	249,42	275,65
u_2	m s^{-1}	183,55	187,35	191,15	203,21	210,44	217,66	239,52	259,33	307,12
w_{2iz}	m s^{-1}	237,03	241,13	247,75	265,36	276,11	289,74	321,75	353,26	441,64
c_{1iz}	m s^{-1}	215,49	220,12	227,18	242,03	251,59	262,13	291,07	320,85	385,17

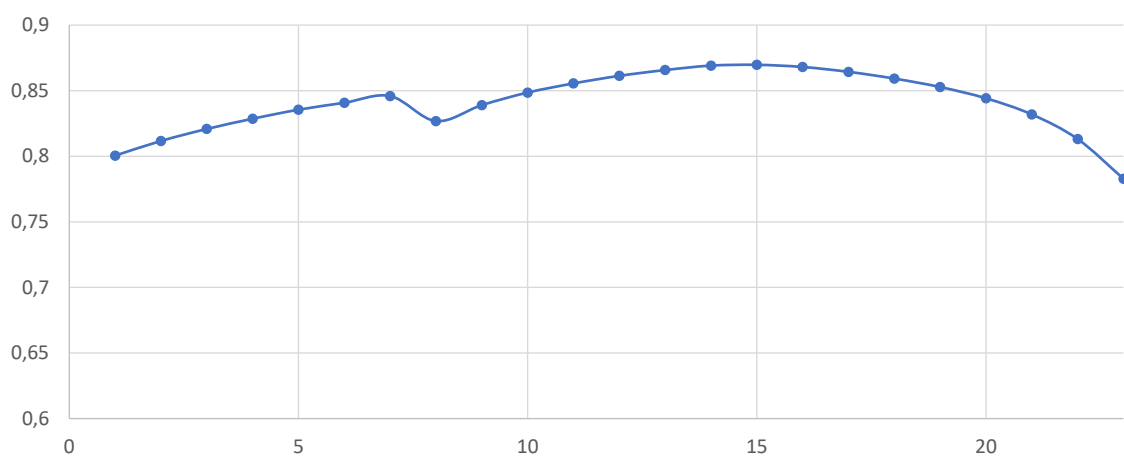
Tabulkami výše byly shrnuty výsledky pro jednotlivé stupně stupňové části. Ukazatel tlakového zatížení je vyobrazen na obrázku 3.10, z něž jde vidět, že hodnoty Ψ spadají do optima. Obrázek 3.11 charakterizuje průběh stupně reakce, které je v optimu v rozmezí $0,5 - 0,6$. V této práci byla snaha držet stupeň reakce okolo $0,55$, což se také povedlo. Na obrázku 3.12 je ukázaná charakteristika vnitřní účinnosti, ve které lze vidět menší účinnost pro první stupně, což je zapříčiněno malými lopatkami a tedy velkou okrajovou ztrátou, a pokles u posledních stupňů, kde je velká ztráta vlhkosti. Na dalším obrázku 3.13 lze pozorovat závislost tlaku a měrného objemu, typické pro tuto závislost u kondenzačních turbín je exponenciální růst měrného objemu pro poslední stupně. Posledním obrázkem 3.14 je velikost výstupních úhlů pro jednotlivé řady lopatek, které by pro první stupně měly stoupat pomalu a pro poslední stupně rychle.



Obrázek 3.10: Průběh tlakového čísla stupňovou částí

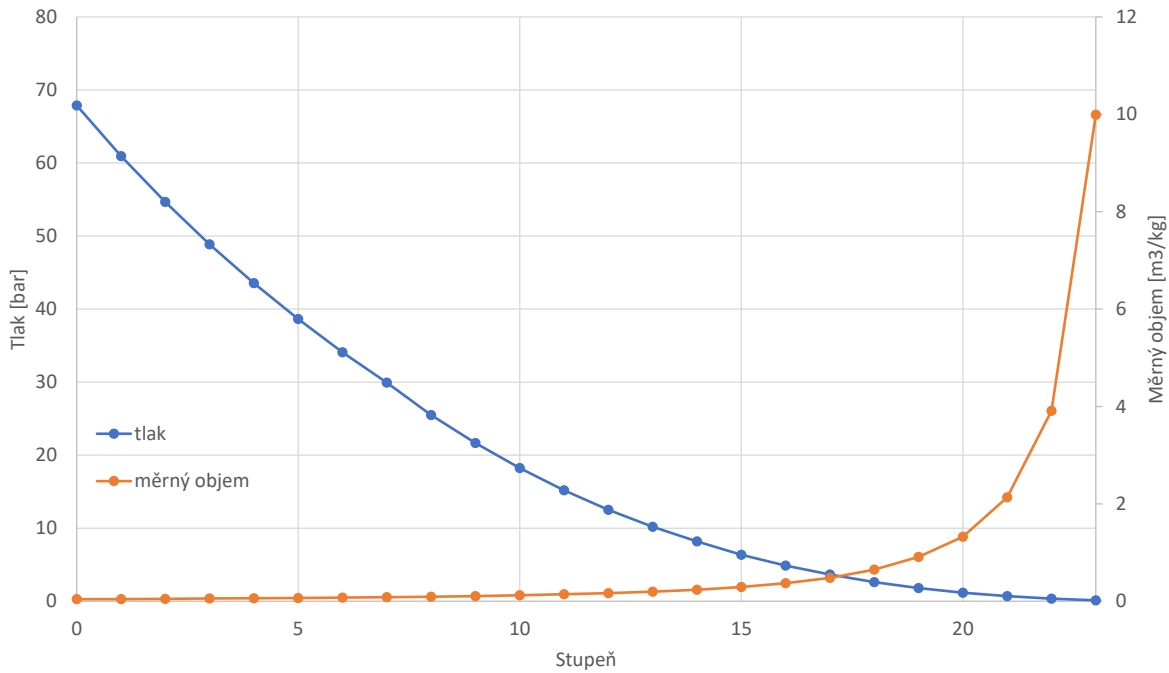


Obrázek 3.11: Průběh stupně reakce stupňovou částí

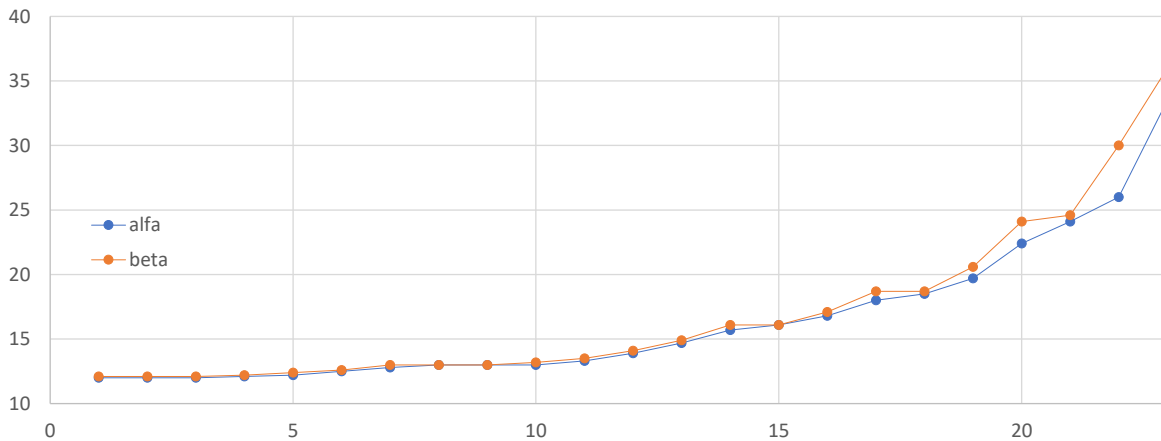


Obrázek 3.12: Průběh vnitřní účinnosti stupňovou částí

3.2. DETAILNÍ NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI



Obrázek 3.13: Průběh tlaku a měrného objemu stupňovou částí



Obrázek 3.14: Výstupní úhel lopatky pro jednotlivé řady

3.2.6. Shrnutí stupňové části

Jelikož jsou známy parametry všech stupňů, lze vyjádřit poslední zbývající veličiny charakterizující celou stupňovou část, tj. vnitřní účinnost, součinitel zpětného využití ztrát a vnitřní výkon stupňové části. Pro výpočet vnitřní účinnosti je potřeba nejprve stanovit entalpii na konci stupňové části při izoentropické expanzi. Tato entalpie bude funkcí tlaku za posledním stupněm a entropie před prvním stupněm:

$$i_{2iz}^{SC} = f(p_{223}, s_{01}) = 2084,08 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.162)$$

Izoentropický spád na stupňovou část:

$$h_{iz}^{SC} = i_{01} - i_{2iz}^{SC} = 3182,90 - 2084,08 = 1098,82 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.163)$$

Skutečný entalpický spád:

$$h^{SC} = i_{01} - i_{223} = 3182,90 - 2226,15 = 956,75 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.164)$$

Podílem těchto spádů lze dostat vnitřní účinnost stupňové části:

$$\eta_i^{SC} = \frac{h^{SC}}{h_{iz}^{SC}} = \frac{956,75}{1098,82} = 0,871 [-] \quad (3.165)$$

Vnitřní účinnost stupňové části turbíny je stanovena na 87,1 %. Započítá-li se ztráta výstupní rychlosti, lze získat vnitřní termodynamickou účinnost stupňové části. Ztráta výstupní rychlosti:

$$z_{c2} = \frac{c_{223}^2}{2} = \frac{246,57^2}{2} = 30,40 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (3.166)$$

A tedy vnitřní termodynamická účinnost:

$$\eta_{tdi}^{SC} = \frac{h^{SC} - z_{c2}}{h_{iz}^{SC}} = \frac{956,75 - 30,40}{1098,82} = 0,843 [-] \quad (3.167)$$

Vnitřní termodynamická účinnost stupňové části turbíny je 84,3 %. Dalším parametrem popisující stupňovou část je reheat faktor, neboli součinitel zpětného využití ztrát:

$$(1 + f) = \frac{\sum_{i=1}^{23} h_{iz,i}^{ST}}{h_{iz}^{SC}} = \frac{1143,77}{1098,82} = 1,041 [-] \quad (3.168)$$

Zbývá dopočítat celkový vnitřní výkon stupňové části. Jednotlivé výkony pro stupně jsou již v tabulkách výše, jejich sumou lze získat celkový výkon:

$$\sum_{i=1}^{23} P_i = 34679 \text{ kW} \quad (3.169)$$

Tepelný výpočet stupňové části s přetlakovým lopatkováním proběhl na základě metody $\frac{c_a}{u}$ a vycházel z výsledků předběžného návrhu. Oproti předběžnému návrhu byl nakonec v prvním kuželu stupeň ubrán, a naopak přidán do čtvrtého kuželu z důvodu lepší optimalizace. Výsledné rozvržení stupňové části tedy je 7-7-3-3-2-1. Celkový výkon stupňové části je 34679 kW při vnitřní účinnosti 87,1 % a termodynamické účinnosti 84,3 %. Tato výsledná účinnost je zatížena zejména velkou ztrátou radiální mezerou v prvních stupních, ztrátou výstupní rychlosti a také ztrátou vlhkosti páry při posledních stupních. Reheat factor stupňové části byl stanoven 1,041. Tímto byl ukončen detailní návrh stupňové části a přejde se na pevnostní kontrolu.

3.3. Pevnostní výpočet

Další důležitou součástí při návrhu turbíny je ověření pevnostní kontroly pro lopatky, které jsou namáhány proudem páry. Lopatky se směrem k výstupu z turbíny zvětšují a tedy na ně působí větší odstředivé síly. Odstředivá síla úzce souvisí s rychlostí otáček, které tuto sílu dokonce ovlivňují kvadratickou závislostí. Norma API 612 dále požaduje,

3.3. PEVNOSTNÍ VÝPOČET

aby navrhovaný stroj byl schopen vydržet 127 % jmenovitých otáček. Dle doporučení vedoucího práce je uvažována horní mez ohybového napětí pro oblast suché páry:

$$x > 0,97 \Rightarrow \sigma_{ohyb,max} = 40 \text{ MPa} \quad (3.170)$$

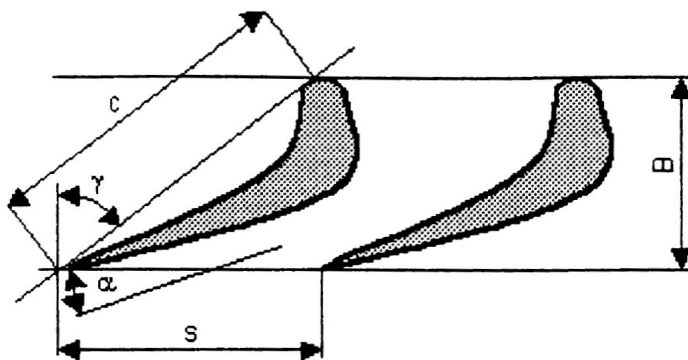
a pro oblast mokré páry:

$$x \leq 0,97 \Rightarrow \sigma_{ohyb,max} = 20 \text{ MPa} \quad (3.171)$$

Horní mez odstředivého napětí by neměla překročit hranici:

$$\sigma_{tah,max} = 600 \text{ MPa} \quad (3.172)$$

Dále by rozteč pro rotorovou řadu lopatek měla být v rozmezí $\left(\frac{s}{c}\right)_R \in (0,5; 0,75)$ a pro statorovou řadu $\left(\frac{s}{c}\right)_S \in (0,6; 0,95)$ s tím, že rotorové a statorové lopatky by se měly lišit aspoň o 4. Výpočet proběhne dle metodiky popsané v [5] a bude ukázán pro poslední stupeň. Z literatury [3] byly vybrány profily, avšak ne všechny byly pro tento návrh dostačující, a proto byly na doporučení vedoucího práce korigovány.



Obrázek 3.15: Rozměry lopatek

Tabulka 3.18: Základní parametry použitých profilů

	1560	X1560	Y1560	5X0.35	5X0.385	PB 550	PB 540	PB 530
S [cm ²]	3,74	8,01	6,25	5,42	5,42	2,3850	1,496	1,115
W [cm ³]	0,6509	2,04	1,406	0,89	0,89	0,2915	0,1439	0,093
γ [°]	27,5	27,5	31	34	38,5	41,5	44,5	44,5
B [mm]	35,3	53,2	45,4	45,6	43,0	28,8	22,8	18,7
c [mm]	41	60	53	55	55	39,2	31	26,8
$\left(\frac{s}{c}\right)_R$ [-]	-	0,57	0,6	0,53	0,65	0,73	0,66	0,6
$\left(\frac{s}{c}\right)_S$ [-]	-	0,75	0,66	0,6	0,7	0,9	0,85	0,75

Profil X1560 znamená, že jako výchozí profil byl použit profil 1560, avšak tětíva onoho profilu byla prodloužena ze 41 milimetrů na 60 milimetrů. Pro následný přepočet parametrů byly použity následující vztahy:

$$S_{new} = S_{1560} \cdot \left(\frac{c_{new}}{c_{1560}}\right)^2 = 3,74 \cdot \left(\frac{60}{41}\right)^2 = 8,01 \text{ cm}^2 \quad (3.173)$$

$$W_{new} = W_{1560} \cdot \left(\frac{c_{new}}{c_{1560}}\right)^3 = 0,6509 \cdot \left(\frac{60}{41}\right)^3 = 2,04 \text{ cm}^3 \quad (3.174)$$

$$B_{new} = c_{new} \cdot \cos \gamma = 60 \cdot \cos 27,5 = 53,2 \text{ mm} \quad (3.175)$$

Pro úplnost výpočtu je důležité ještě zmínit axiální mezeru mezi lopatkovými řadami a celkovou axiální délku kuželu. Názorový výpočet proběhne pro šestý kužel. Axiální mezera mezi lopatkovými řadami (zde se B dosazuje v milimetrech):

$$d = \frac{\frac{B}{3} + 0,5}{1000} = \frac{\frac{53,2}{3} + 0,5}{1000} = 0,018 \text{ m} \quad (3.176)$$

Axiální délka 6. kuželu:

$$x = 2 \cdot z \cdot B + (2z - 1) \cdot d = 2 \cdot 1 \cdot 0,0532 + (2 \cdot 1 - 1) \cdot 0,018 = 0,125 \text{ m} \quad (3.177)$$

V následující tabulce jsou uvedeny axiální mezery mezi řadami lopatek a celkové délky kuželů.

Tabulka 3.19: Délky jednotlivých kuželů

		1. kužel	2. kužel	3. kužel	4. kužel	5. kužel	6. kužel
Axiální mezera	m	0,008	0,010	0,015	0,016	0,016	0,018
Axiální délka	m	0,374	0,494	0,332	0,352	0,229	0,125

Mimo poslední kužel, který má jen jeden stupeň, byly lopatky lineárně interpolovány pomocí následujícího vztahu:

$$l_i = \begin{cases} l_1 + \frac{(2i-1) \cdot (l_n - l_1)}{(2z-1)} & \text{pro rotorové lopatky,} \\ l_1 + \frac{2(i-1) \cdot (l_n - l_1)}{(2z-1)} & \text{pro statorové lopatky,} \end{cases} \quad (3.178)$$

kde z je počet stupňů v daném kuželu a $i = 1, \dots, z$.

3.3.1. Rotorová část

Na rotorovou řadu lopatek působí jak ohybové napětí, tak i napětí odstředivé.

Odstředivé napětí

Úhlová rychlost pro 127 % otáček je známa ze vztahu (2.121):

$$\omega = 704,9 \text{ rad s}^{-1}$$

Odstředivá síla:

$$F_o = \frac{1}{2} \cdot S_{1560} \cdot \rho \cdot D_{2s} \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} \cdot 3,74 \cdot 10^{-4} \cdot 7850 \cdot 1,054 \cdot 704,9^2 = 349,0 \text{ kN} \quad (3.179)$$

Odstředivé napětí:

$$\sigma_{tah} = \frac{F_o}{S_{new}} = \frac{349 \cdot 10^3}{8,01 \cdot 10^{-4}} = 435,73 \text{ MPa} \quad (3.180)$$

Jednou z podmínek je, aby $\sigma_{tah} \leq 600 \text{ MPa}$. Tato hodnota je značně předimenzována, avšak pro splnění podmínky pro ohybové napětí ji nebylo možné navýšit.

3.3. PEVNOSTNÍ VÝPOČET

Ohybové napětí

Nejprve se vypočte rozteč:

$$s = c \cdot \left(\frac{s}{c} \right)_R = 60 \cdot 0,57 = 34,2 \text{ mm} \quad (3.181)$$

Následně se určí počet rotorových lopatek:

$$z = \frac{\pi \cdot D_{2s}}{s} = \frac{\pi \cdot 1,054}{0,0342} = 97 \text{ [-]} \quad (3.182)$$

Obvodová síla na jednu lopatku:

$$F_u = \dot{M}_p \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z} = 36,83 \cdot \frac{315,40 - 29,77}{97} = 108,45 \text{ N} \quad (3.183)$$

Axiální síla na jednu lopatku:

$$\begin{aligned} F_a &= \dot{M}_p \cdot \frac{c_{1a} - c_{2a}}{z} + \frac{\pi \cdot D_{2s} \cdot l_2 \cdot (p_1 - p_2)}{z} \\ &= 36,83 \cdot \frac{208,76 - 244,76}{97} + \frac{\pi \cdot 1,054 \cdot 0,454 \cdot (0,226 - 0,126) \cdot 10^5}{97} \\ &= 141,76 \text{ N} \end{aligned} \quad (3.184)$$

Celková axiální síla působící na poslední řadu rotorových lopatek:

$$F_{a,c} = z \cdot F_a = 97 \cdot 141,76 = 13,75 \text{ kN} \quad (3.185)$$

Moment působící na lopatku od obvodové síly:

$$M_u = F_u \cdot \frac{l_2}{2} = 108,45 \cdot \frac{0,454}{2} = 24,62 \text{ N m} \quad (3.186)$$

Moment působící na lopatku od axiální síly:

$$M_a = F_a \cdot \frac{l_2}{2} = 141,76 \cdot \frac{0,454}{2} = 32,18 \text{ N m} \quad (3.187)$$

Výsledný ohybový moment:

$$M_o = \sqrt{M_u^2 + M_a^2} = \sqrt{24,62^2 + 32,18^2} = 40,52 \text{ N m} \quad (3.188)$$

Jelikož je poslední stupeň v oblasti mokré páry, je nutné dodržet podmínku stanovenou výše. Ohybové napětí lopatky:

$$\sigma_{ohyb} = \frac{M_o}{W_{new}} = \frac{40,52}{2,04 \cdot 10^{-6}} = 19,86 \text{ MPa} \quad (3.189)$$

Podmínka $\sigma_{ohyb} \leq 20 \text{ MPa}$ je splněna.

3.3.2. Statorová část

Ohybové napětí

Rozteč statorových lopatek:

$$s = c \cdot \left(\frac{s}{c}\right)_s = 60 \cdot 0,75 = 45,0 \text{ mm} \quad (3.190)$$

Počet statorových lopatek:

$$z = \frac{\pi \cdot D_{1s}}{s} = \frac{\pi \cdot 0,946}{0,045} = 66 [-] \quad (3.191)$$

Pro výpočet je potřeba znát rychlosti na vstupu do statoru. Z rovnice kontinuity se určí c_{0a} :

$$c_{0a} = \frac{\dot{M}_p \cdot v_1}{S_1} = \frac{36,83 \cdot 5,829}{1,03} = 208,76 \text{ m s}^{-1} \quad (3.192)$$

Rychlost c_{0u} získáme jako:

$$c_{0u} = c_{0a} \cdot \tan \beta_2 = 208,76 \cdot \tan 30 = 120,53 \text{ m s}^{-1} \quad (3.193)$$

kde úhel β_2 je z předešlého stupně (v případě prvního stupně se úhel volí).
Obvodová síla na jednu lopatku:

$$F_u = \dot{M}_p \cdot \frac{c_{0u} - c_{1u}}{z} = 36,83 \cdot \frac{120,53 - 315,40}{66} = -160,06 \text{ N} \quad (3.194)$$

Axiální síla na jednu lopatku:

$$\begin{aligned} F_a &= \dot{M}_p \cdot \frac{c_{0a} - c_{1a}}{z} + \frac{\pi \cdot D_{1s} \cdot l_1 \cdot (p_0 - p_1)}{z} \\ &= 36,83 \cdot \frac{208,76 - 208,76}{66} + \frac{\pi \cdot 0,946 \cdot 0,346 \cdot (0,353 - 0,226) \cdot 10^5}{66} \\ &= 173,65 \text{ N} \end{aligned} \quad (3.195)$$

Moment působící na lopatku od obvodové síly:

$$M_u = F_u \cdot \frac{l_1}{2} = -160,06 \cdot \frac{0,346}{2} = -27,69 \text{ N m} \quad (3.196)$$

Moment působící na lopatku od axiální síly:

$$M_a = F_a \cdot \frac{l_1}{2} = 173,65 \cdot \frac{0,346}{2} = 30,04 \text{ N m} \quad (3.197)$$

Výsledný ohybový moment:

$$M_o = \sqrt{M_u^2 + M_a^2} = \sqrt{(-27,69)^2 + 30,04^2} = 40,86 \text{ N m} \quad (3.198)$$

Ohybové napětí lopatky:

$$\sigma_{ohyb} = \frac{M_o}{W_{new}} = \frac{40,86}{2,04 \cdot 10^{-6}} = 20,0 \text{ MPa} \quad (3.199)$$

I zde musí být splněna podmínka uvedená výše. Jelikož $\sigma_{ohyb} \leq 20 \text{ MPa}$, je tato podmínka splněna. Tímto byl ukončen výpočet napětí pro statorovou i rotorovou řadu lopatek, jelikož je výpočet analogický i pro další stupně, budou v tabulkách uvedeny už pouze jen výsledky.

3.3. PEVNOSTNÍ VÝPOČET

3.3.3. Výsledky výpočtu

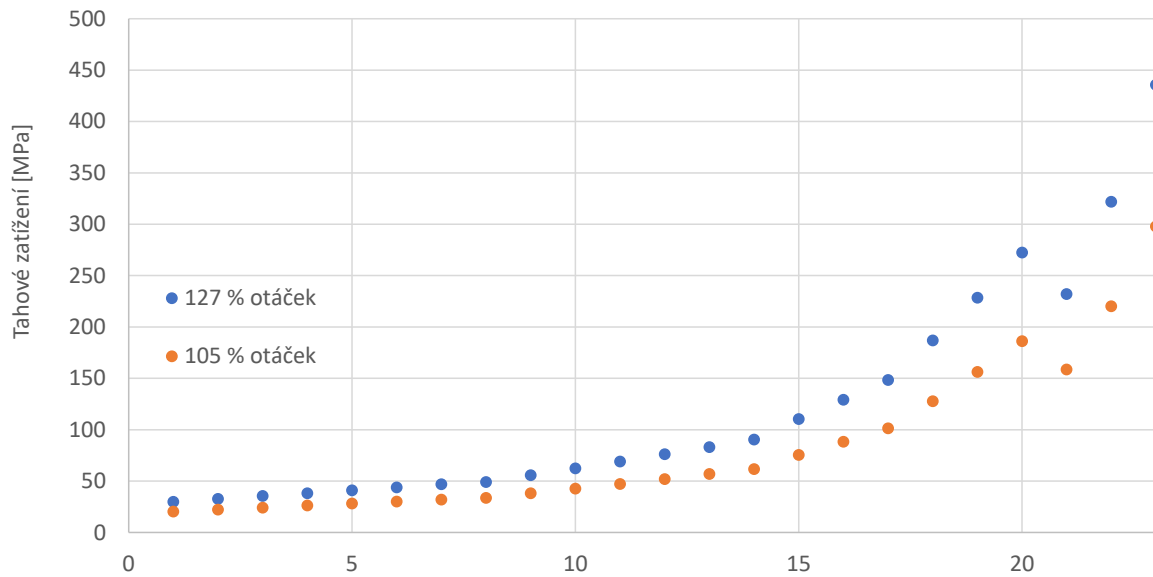
Tabulka 3.20: Výsledky pevnostního výpočtu - část první

Profil	Řada	F_u [N]	F_a [N]	M_u [Nm]	M_a [Nm]	M_o [Nm]	z [-]	σ_{ohyb} [MPa]	F_o [kN]	σ_{tah} [MPa]
X1560	46	108,4	141,8	24,6	32,2	40,5	97	19,86	349,0	435,7
X1560	45	-160,1	173,6	-27,7	30,0	40,9	66	20,00	-	-
Y1560	44	106,4	146,0	16,5	22,6	28,0	88	19,92	201,2	322,0
Y1560	43	-118,4	164,8	-16,3	22,7	28,0	77	19,92	-	-
Y1560	42	102,3	181,2	12,4	21,9	25,2	81	17,91	145,1	232,1
Y1560	41	-119,1	174,2	-12,4	18,1	21,9	71	15,61	-	-
5X0.35	40	94,0	162,8	8,8	15,2	17,6	81	19,75	147,6	272,4
5X0.35	39	-108,3	170,2	-12,4	14,9	17,6	70	19,79	-	-
5X0.35	38	94,5	193,1	7,7	15,7	17,4	78	19,59	123,8	228,4
5X0.35	37	-108,5	195,3	-8,1	14,6	16,7	68	18,80	-	-
5X0.35	36	94,7	214,5	6,5	14,7	16,1	75	18,10	101,3	186,9
5X0.35	35	-111,6	211,0	-7,0	13,2	14,9	65	16,76	-	-
5X0.385	34	116,8	256,4	6,8	14,9	16,3	58	18,36	80,4	148,4
5X0.385	33	-128,4	248,1	-7,0	13,6	15,3	53	17,18	-	-
5X0.385	32	115,9	281,2	6,0	14,5	15,7	57	17,59	70,0	129,1
5X0.385	31	-127,0	264,0	-6,1	12,7	14,1	52	15,87	-	-
5X0.385	30	117,5	307,0	5,3	13,8	14,8	55	16,60	59,9	110,5
5X0.385	29	-128,5	276,5	-5,4	11,5	12,7	51	14,29	-	-
PB 550	28	89,8	233,5	3,5	9,0	9,7	66	33,26	21,5	90,3
PB 550	27	-118,3	247,4	-4,4	9,2	10,3	53	35,16	-	-
PB 550	26	90,4	253,9	3,3	9,1	9,7	65	33,29	19,8	83,1
PB 550	25	-120,0	266,0	-4,2	9,2	10,1	52	34,67	-	-
PB 550	24	92,1	270,2	3,1	9,0	9,5	64	32,56	18,1	76,1
PB 550	23	-119,8	279,1	-3,8	8,9	9,7	52	33,23	-	-
PB 550	22	92,1	281,2	2,8	8,6	9,0	64	30,97	16,5	69,1
PB 550	21	-122,1	296,4	-3,6	8,6	9,3	51	32,04	-	-
PB 550	20	93,7	289,2	2,6	8,0	8,4	63	28,96	14,9	62,3
PB 550	19	-121,1	299,3	-3,2	7,9	8,5	51	29,23	-	-
PB 540	18	65,9	210,9	1,6	5,3	5,5	88	38,42	8,3	55,6
PB 540	17	-89,3	220,4	-2,1	5,2	5,6	68	39,07	-	-
PB 540	16	66,7	215,9	1,5	4,8	5,0	87	34,97	7,3	49,0
PB 540	15	-90,8	226,7	-1,9	4,7	5,1	67	35,46	-	-
PB 540	14	66,7	215,3	1,6	5,0	5,2	79	36,42	7,0	46,8
PB 540	13	-91,2	227,9	-2,1	5,1	5,5	61	38,53	-	-
PB 540	12	66,0	221,8	1,4	4,9	5,1	79	35,27	6,6	43,9
PB 540	11	-90,2	230,6	-1,9	4,9	5,3	61	36,60	-	-
PB 540	10	67,5	226,3	1,4	4,7	4,9	78	33,81	6,1	41,1
PB 540	9	-90,0	235,1	-1,8	4,7	5,0	61	34,88	-	-
PB 530	8	52,7	181,1	1,0	3,5	3,6	99	39,11	4,3	38,2
PB 530	7	-68,6	180,7	-1,3	3,4	3,6	79	38,69	-	-

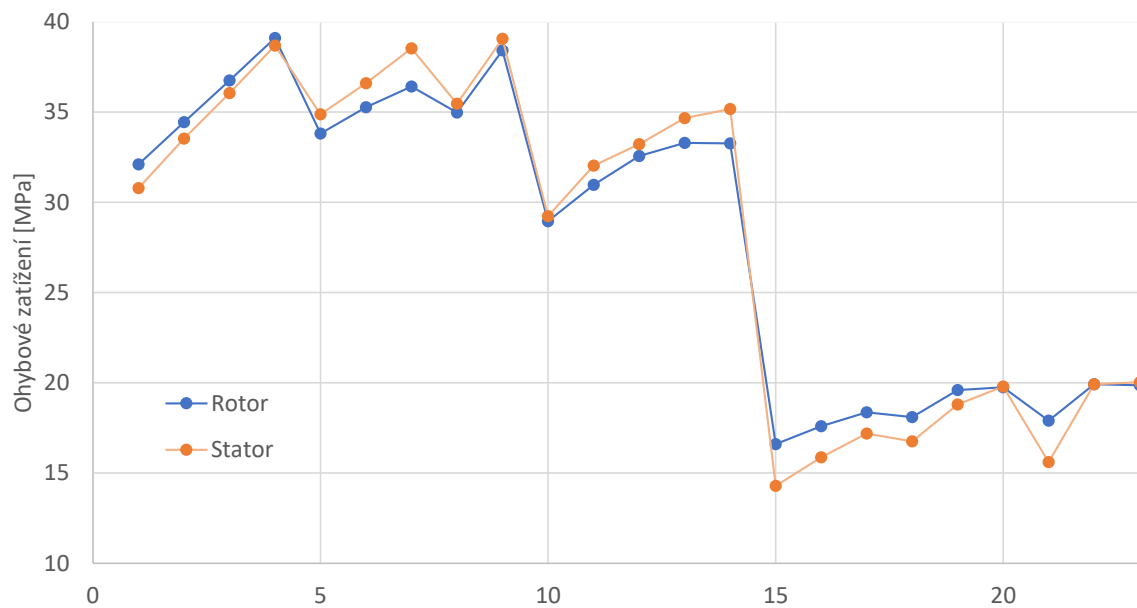
3. NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI

Tabulka 3.21: Výsledky pevnostního výpočtu - část druhá

Profil	Řada	F_u [N]	F_a [N]	M_u [Nm]	M_a [Nm]	M_o [Nm]	z [-]	σ_{ohyb} [MPa]	F_o [kN]	σ_{tah} [MPa]
PB 530	6	52,6	183,0	0,9	3,3	3,4	99	36,76	4,0	35,4
PB 530	5	-68,2	181,4	-1,2	3,1	3,4	79	36,05	-	-
PB 530	4	53,1	185,1	0,9	3,1	3,2	98	34,45	3,6	32,7
PB 530	3	-68,7	182,7	-1,1	2,9	3,1	78	33,53	-	-
PB 530	2	53,1	187,6	0,8	2,9	3,0	98	32,10	3,3	29,9
PB 530	1	-65,0	184,4	-1,0	2,7	2,9	78	30,79	-	-



Obrázek 3.16: Odstředivé napětí



Obrázek 3.17: Ohybové napětí

3.3. PEVNOSTNÍ VÝPOČET

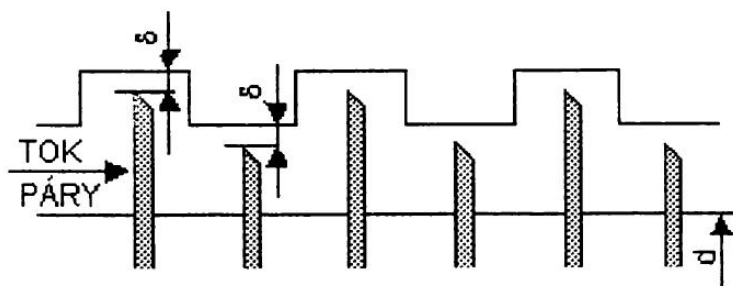
Jednou z podmínek normy API 612 je, aby turbína byla schopna vydržet 127 % jmenovitých otáček. Turbína se při těchto otáčkách vyskytuje nejčastěji při jejím odstavování a je v této fázi jen malou chvíli. Na obrázku 3.16 lze vidět rostoucí závislost odstředivého napětí na stupeň pro návrhové otáčky (105 % jmenovitých) a 127 % jmenovitých otáček. Odstředivé napětí pro poslední řadu lopatek při 127% otáčkách je pouze 436 MPa. Zde je určitě místo pro zlepšení, neboť povolená maximální hodnota je 600 MPa, avšak z důvodu velkého ohybového napětí pro statorové i rotorové lopatky toho nebylo možné docílit. Na obrázku 3.17 je znázorněné ohybové napětí, u kterého lze vidět skoková změna napětí při změně profilu. U posledních 4 kuželů bylo podmínkou dodržet ohybové napětí pod 20 MPa z důvodu nacházení se v oblasti mokré páry, což se ukázalo s profily z [3] jako velký problém, avšak se silnějšími profily od vedoucího práce toho bylo docíleno. Tímto byl ukončen návrh stupňové části včetně pevnostní kontroly.

4. Ucpávkový systém a návrh ložisek

Do navrhované parní turbíny vstupuje do regulačního stupně tlak o velikosti 94,08 baru a vystupuje o velikosti 0,126 baru. Tento velký rozdíl způsobí nejen únik páry, resp. přisávání vzduchu ze strojovny netěsnostmi, ale i velké axiální síly, se kterými je nutno se vypořádat. V praxi existuje spousta způsobů těsnění, avšak v tomto případě jde o vysokorychlostní otáčivý stroj s dlouhou životností, tedy je množství těchto způsobů značně omezeno.

V této diplomové práci byl vybrán způsob labyrintových ucpávek. Existují dva typy – pravý a falešný labyrint, které se mírně liší v provedení. Při tomto návrhu bylo vybráno provedení typu pravého labyrintu. Ucpávky fungují tak, že se zahltí párou z turbíny, začnou expandovat na břitech ucpávky a vzniklá parovzdušná směs je zavedena do kondenzátoru, ze kterého může být kondenzát vrácen nazpět do napájecí nádrže. Jejich hlavní výhodou je dlouhá životnost, neboť nedochází k dotyku s rotorovou ani statorovou částí, což ovšem úzce souvisí i s jejich nevýhodou. Mezi rotorovou i statorovou částí je velmi malá vůle, ve které by při vyplnění této mezery začalo docházet k dotyku a turbína by se musela odstavit. Při správném naběhnutí by k tomu však dojít nemělo.

Současně bude brán ohled i na vysoké axiální a radiální síly, na které pak budou po výpočtu vybrána vhodná ložiska. Tato kapitola vychází z [3].



Obrázek 4.1: Schéma labyrintové ucpávky [3]

4.1. Vyrovnávací píst

Při provozu parní turbíny působí na rotor axiální síly. Tyto síly vznikají jednak od proudu páry, který působí na lopatky, a dále vznikem rozdílu tlaku páry před a za řadou rotorových lopatek. Jelikož byl vybrán koncept přetlakových lopatek, je nutné s těmito silami počítat a tedy zavést vyrovnávací píst, který se většinou nachází u regulačního stupně. V případě rovnotlaké stupňové části by axiální síly pokryly ložiska.

Pro výpočet je nutné určit dvě hlavní věci – zavedení vyrovnávacího pístu a jeho průměr, neboť na těchto dvou parametrech závisí vyrovnání axiálních sil. Průměr by se měl pohybovat mezi patním průměrem prvního kuželu a průměrem regulačního stupně. Vyrovnávací píst byl zaveden za druhý kužel. Pro přehlednost bude index VP značit vyrovnávací píst, index U ucpávku, index 1 stav páry na vstupu a index 2 stav páry na výstupu. Zvolený průměr vyrovnávacího pístu:

$$D_{VP} = 0,56 \text{ m} \quad (4.1)$$

4.1. VYROVNÁVACÍ PÍST

Radiální vůle mezi břity a tělesem statoru (zde se D_{VP} dosazuje v milimetrech):

$$\delta = B \cdot \frac{D_{VP}}{1000} + 0,25 = 0,85 \cdot \frac{560}{1000} + 0,25 = 0,726 \text{ mm}, \quad (4.2)$$

kde $B = 0,85$ je materiálová konstanta pro druh ocele. Pomocí následujícího vztahu lze dopočítat průtočný průřez ucpávky, který bude dále využit při výpočtu hmotnostního průtoku:

$$S = \pi \cdot \delta \cdot D_{VP} = \pi \cdot 0,000726 \cdot 0,56 = 0,001277 \text{ m}^2 \quad (4.3)$$

Šířka břitu byla zvolena:

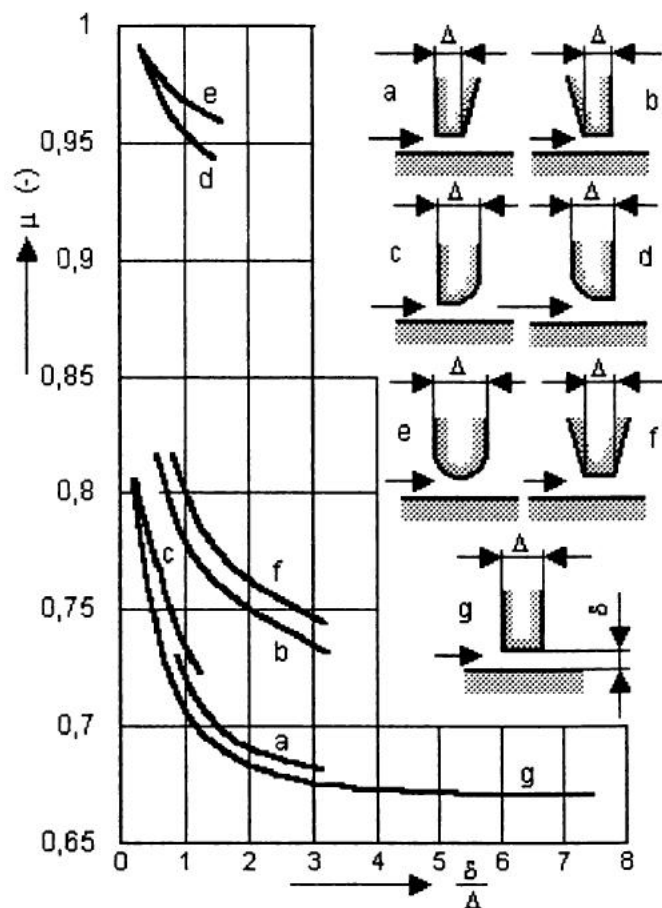
$$\Delta = 0,3 \text{ mm} \quad (4.4)$$

Nyní je možné určit poměr radiální vůle ku šířce břitu:

$$\frac{\delta}{\Delta} = 2,42 [-] \quad (4.5)$$

A z obrázku 4.2 určíme průtokový součinitel pro ucpávku typu g :

$$\mu = 0,67 [-] \quad (4.6)$$



Obrázek 4.2: Průtokový součinitel ucpávek [3]

Jak již bylo zmíněno, vyrovnávací píst se nachází u regulačního stupně, tedy tlak na vstupu je:

$$p_1 = p_{2,RS} = 67,89 \text{ bar} \quad (4.7)$$

4. UCPÁVKOVÝ SYSTÉM A NÁVRH LOŽISEK

a byl zaveden za druhý kužel, tedy tlak na výstupu je:

$$p_2 = p_{2,14} = 8,19 \text{ bar} \quad (4.8)$$

Měrný objem na vstupu je taktéž z regulačního stupně:

$$v_1 = v_{2,RS} = 0,042 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1} \quad (4.9)$$

Dále byl zvolen počet břitů:

$$z = 60 [-] \quad (4.10)$$

Nyní se určí charakter proudění na posledním břitu, který je stanoven podle poměru tlaku před a za ucpávkou:

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{8,19}{67,89} = 0,121 [-] \quad (4.11)$$

Dle následujícího vztahu se získá kritický součinitel proudění:

$$\pi_{krit} = \frac{0,82}{\sqrt{z + 1,25}} = \frac{0,82}{\sqrt{60 + 1,25}} = 0,105 [-] \quad (4.12)$$

Jelikož $\pi \geq \pi_{krit}$, nedochází v ucpávce ke kritickému proudění a lze hmotnostní tok spočítat dle následujícího vztahu:

$$\dot{M}_{VP} = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 \cdot v_1 \cdot z}} = 0,67 \cdot 0,001277 \cdot \sqrt{\frac{(67,89^2 - 8,19^2) \cdot 10^{10}}{67,89 \cdot 10^5 \cdot 0,042 \cdot 60}} = 1,40 \text{ kg s}^{-1} \quad (4.13)$$

Vypočítaný hmotnostní průtok páry vyrovnávacím pístem nekoná práci a je zaveden až za druhý kužel, proto je nutné ho pro první dva kužely odečíst. Tedy při návrhu detailní stupňové části včetně pevnostní kontroly byl pro první dva kužely uvažován hmotnostní průtok nižší o tuto hodnotu a výsledky uvedené jsou již po oné úpravě.

Poslední parametr, jenž je potřeba znát, je výpočet axiální síly, která působí na vyrovnávací píst. Tato síla je dána tlakem páry a obsahem plochy, na kterou tento tlak působí. Následující značení včetně znamének je přebráno z obrázku 4.4:

$$F_{VP,1} = \frac{\pi \cdot (D_{VP}^2 - D_U^2)}{4} \cdot p_{2,14} = \frac{\pi \cdot (0,56^2 - 0,24^2)}{4} \cdot 8,19 \cdot 10^5 = 164,67 \text{ kN} \quad (4.14)$$

$$F_{VP,2} = \frac{\pi \cdot (D_{VP}^2 - D_{SC,1}^2)}{4} \cdot p_{2,RS} = \frac{\pi \cdot (0,56^2 - 0,47^2)}{4} \cdot 67,89 \cdot 10^5 = 494,28 \text{ kN} \quad (4.15)$$

4.2. Ucpávkový systém

Podobně jako u vyrovnávacího pístu proběhl výpočet i pro jednotlivé ucpávky. Ucpávky byly rozděleny na tři části (A, B, C) v přední a zadní části turbíny. Ucpávky A a B zabráňují úniku páry z turbíny a ucpávka C těsní přes přísávání vzduchu ze strojovny. Vzduch ve strojovně je uvažován o atmosférickém tlaku a teplotě 32 °C. Mezi ucpávky A a B je zavedené zahlcování parou o tlaku 1,5 baru. V ucpávkách probíhá škrcení páry,

4.3. AXIÁLNÍ LOŽISKO

což je izoentalpický děj, tedy pro přední část ucpávek A a B je uvažována entalpie z regulačního stupně a pro zadní část ucpávek A a B je na doporučení vedoucího uvažována entalpie funkcí příslušného tlaku a teplotě 150 °C. Znaménka pro síly F_U jsou převzata z obrázku 4.3.

Tabulka 4.1: Výsledky ucpávkového systému

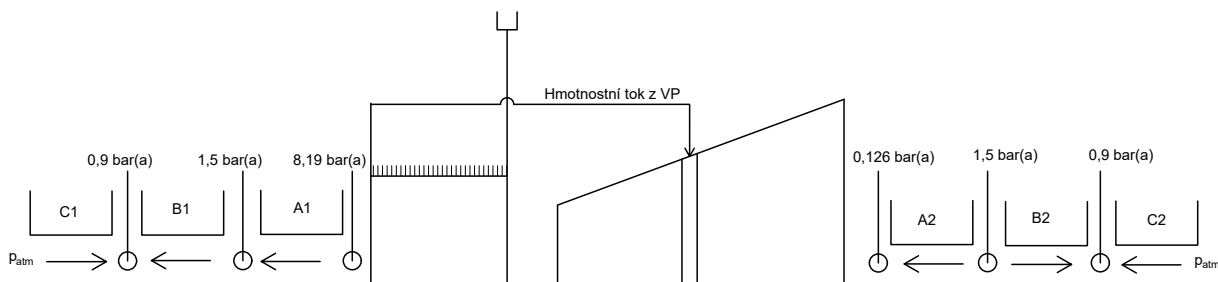
Veličina	Jednotka	Přední ucpávky			Zadní ucpávky		
		A1	B1	C1	A2	B2	C2
D_U	m	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24
B	-	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
δ	mm	0,454	0,454	0,454	0,454	0,454	0,454
Δ	mm	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
$\frac{\delta}{\Delta}$	-	1,51	1,51	1,51	1,51	1,51	1,51
μ	-	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69
S	cm ²	3,4231	3,4231	3,4231	3,4231	3,4231	3,4231
p_1	bar	8,19	1,5	1	1,5	1,5	1
p_2	bar	1,5	0,9	0,9	0,126	0,9	0,9
v_1	m ³ kg ⁻¹	0,352	1,925	0,864	1,286	1,286	0,864
z	-	25	15	10	20	15	10
π	-	0,183	0,6	0,9	0,084	0,6	0,9
π_{krit}	-	0,160	0,203	0,244	0,178	0,203	0,244
\dot{M}_U	kg s ⁻¹	0,071	0,014	0,011	0,018	0,017	0,011
F_U	kN	-30,3	-2,7	0,5	-6,2	2,7	-0,5

Pro ucpávku A2 vyšlo $\pi \leq \pi_{krit}$, tedy nastalo kritické proudění a vztah (4.13) byl upraven na:

$$\dot{M}_U = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{p_1}{(z + 1,25) \cdot v_1}} \quad (4.16)$$

Suma axiálních sil působících na ucpávky:

$$\sum_{i=1}^6 F_{U,i} = -36,48 \text{ kN} \quad (4.17)$$

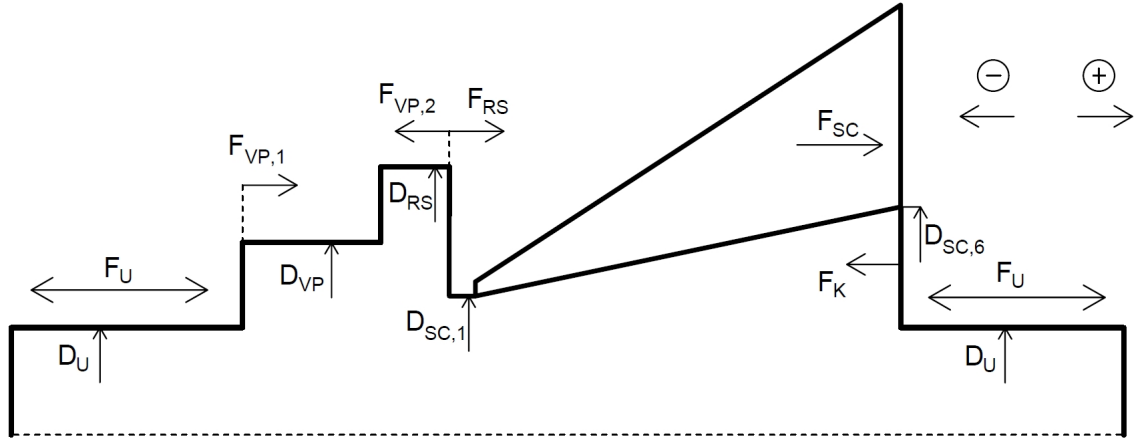


Obrázek 4.3: Schéma ucpávkového systému

4.3. Axiální ložisko

Axiální ložisko pokrývá zbytkovou axiální sílu. Aby mohlo být axiální ložisko menší a tím i menší ztráty třecím teplem v tomto ložisku, byl v předchozích kapitolách zaveden vyrovnávací píst. Ke správnému výběru axiálního ložiska bude potřeba znát výslednici axiálních

sil. Při té je podstatné určit kladný a záporný směr. K tomu bude sloužit obrázek 4.4. Následně se z katalogu [7] vybere vhodné ložisko a z [5] vypočtou mechanické ztráty.



Obrázek 4.4: Schéma působení axiálních sil

Ze vztahu (2.115) je známa axiální síla působící na lopatky regulačního stupně. Ze vztahů (4.14) a (4.19) jsou známy síly působící na vyrovnávací píst a ze vztahu (4.17) je známa celková síla působící na ucpávky. Zbývá určit axiální sílu působící na rotorovou řadu lopatek ve stupňové části a sílu působící od kondenzátoru. Ze vztahu (3.184) je známa axiální síla působící na poslední řadu rotorových lopatek, analogicky se dopočte pro zbývající stupně:

$$F_{SC} = \sum_{i=1}^{23} z_i \cdot F_{a,i} = 380,92 \text{ kN} \quad (4.18)$$

Sílu působící od kondenzátoru lze dopočítat následujícím vztahem:

$$F_K = \frac{\pi \cdot (D_{SC,6}^2 - D_U^2)}{4} \cdot p_k = \frac{\pi \cdot (0,60^2 - 0,24^2)}{4} \cdot 0,126 \cdot 10^5 = -2,99 \text{ kN} \quad (4.19)$$

Výslednice axiálních sil pak je:

$$\begin{aligned} F_a &= F_{RS} + F_{SC} + F_U + F_K + F_{VP,1} + F_{VP,2} \\ &= 9,23 + 380,92 - 36,48 - 2,99 + 164,67 - 494,28 = 21,07 \text{ kN} \end{aligned} \quad (4.20)$$

Z katalogu firmy Kingsbury [7] bylo vybráno ložisko 6-Pad 190 Series, které je lehce předimenzované z důvodu provozování turbíny v jiném než návrhovém stavu.

Tabulka 4.2: Hlavní rozměry axiálního ložiska 6-Pad 190 Series

Označení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr hřídele D_A	168	mm
Vnitřní průměr hřídele D_B	69,6	mm
Šířka ložiska	34,943	mm
Maximální zatížení	47	kN
Obsah	0,014	m ²

Z metodiky popsané v [5] byly vypočteny ztráty zatížené strany ložiska:

$$\begin{aligned} P_{zt,1} &= 1,086 \cdot 10^{-5} \cdot (D_s \cdot n)^{1,5} \cdot \sqrt{2F_a \sqrt{S}} \\ &= 1,086 \cdot 10^{-5} \cdot (0,1188 \cdot 5565)^{1,5} \cdot \sqrt{2 \cdot 21,07 \cdot 10^3 \sqrt{0,014}} = 13,06 \text{ kN} \end{aligned} \quad (4.21)$$

4.4. RADIÁLNÍ LOŽISKA

a nezátížené strany ložiska:

$$P_{zt,2} = 6,17 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{S \cdot D_s^2 \cdot n^2}{s} = 6,17 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,014 \cdot 0,1188^2 \cdot 5565^2}{0,0002} = 1,90 \text{ kN} \quad (4.22)$$

kde $D_s = \frac{1}{2}(D_A + D_B) = 0,1188 \text{ m}$ je střední průměr a $s = 0,0002 \text{ m}$ je axiální vůle. Celková ztráta v axiálním ložisku:

$$P_{zt,A} = P_{zt,1} + P_{zt,2} = 13,06 + 1,90 = 14,96 \text{ kN} \quad (4.23)$$

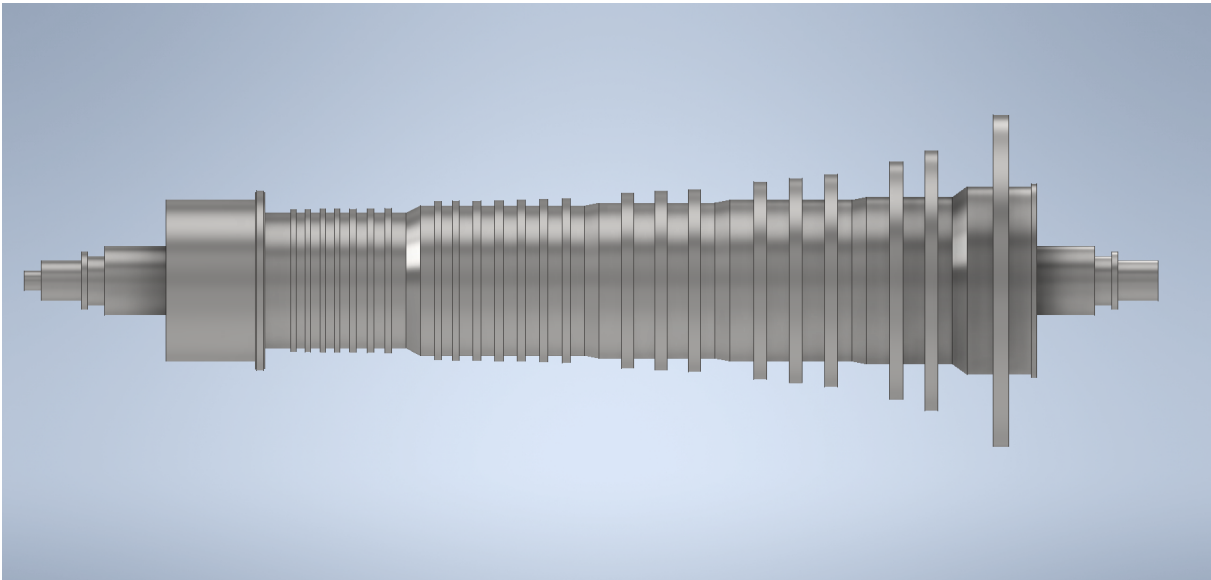
Jako mazací olej byl vybrán Mogul TB 46 [9] o hustotě $\rho_{ol} = 866 \text{ kg m}^{-3}$. Spotřeba mazacího oleje:

$$\dot{M}_{ol,A} = \frac{P_{zt,A}}{\Delta t_{ol} \cdot \rho_{ol} \cdot c_{p,ol}} = \frac{14,96 \cdot 10^3}{10 \cdot 866 \cdot 1,674 \cdot 10^3} = 0,001 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 60 \text{ l min}^{-1} \quad (4.24)$$

kde $\Delta t_{ol} = 10 - 12 \text{ }^\circ\text{C}$ je ohřátí oleje v ložiskách a $c_{p,ol} = 1,674 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ je měrná tepelná kapacita oleje.

4.4. Radiální ložiska

Pro výpočet radiálního ložiska je potřeba stanovit hmotnost rotoru turbíny. Rotorová část turbíny byla vymodelována v softwaru Inventor Professional 2021 na základě jednotlivých axiálních délek a mezer, viz obrázek 4.5. Namísto lopatek byly vymodelovány válce o stejné hmotnosti. Součástí této diplomové práce je i konstrukční výkres, kde jsou tyto jednotlivé délky znázorněny.



Obrázek 4.5: Model rotoru turbíny

Celková axiální délka rotoru turbíny je:

$$l_c = 3,91 \text{ m} \quad (4.25)$$

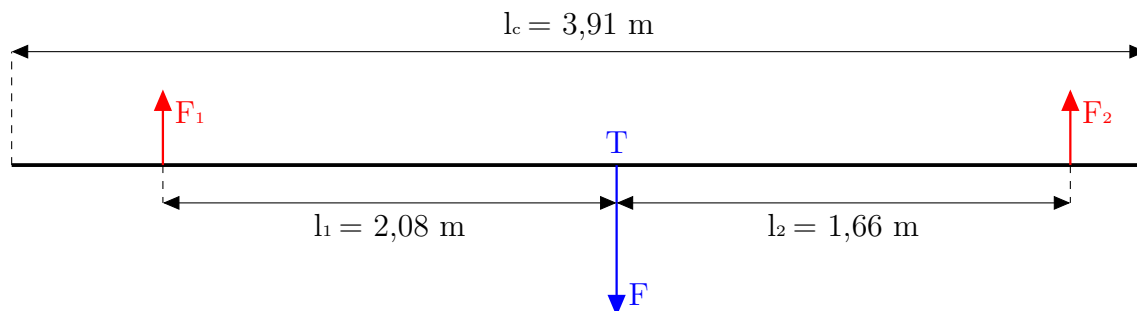
4. UCPÁVKOVÝ SYSTÉM A NÁVRH LOŽISEK

Následně po vyplnění ocelí o hustotě $\rho = 7850 \text{ kg m}^{-3}$ software určil hmotnost a těžiště rotorové části turbíny:

$$m = 6621 \text{ kg} \quad (4.26)$$

$$T = 2,18 \text{ m} \quad (4.27)$$

Následující schéma působení sil slouží jen pro ilustraci (není v měřítku).



Obrázek 4.6: Schéma působení sil na radiální ložiska

Pomocí momentové věty byly určeny hmotnosti spadající na jednotlivá ložiska:

$$F_1 \cdot l_1 = F_2 \cdot l_2 \quad (4.28)$$

$$m_1 \cdot l_1 = m_2 \cdot l_2 \quad (4.29)$$

kde $m_1 + m_2 = 6421 \text{ kg}$. Následně po dopočtení a vynásobení gravitační konstantou lze určit sílu spadající na přední ložisko:

$$F_1 = m_1 \cdot g = 2938,7 \cdot 9,81 = 28,83 \text{ kN} \quad (4.30)$$

a sílu spadající na zadní ložisko:

$$F_2 = m_2 \cdot g = 3682,3 \cdot 9,81 = 36,12 \text{ kN} \quad (4.31)$$

Z katalogu firmy Kingsbury [8] byly vybrány radiální ložiska 1.0 B/A 140:

Tabulka 4.3: Hlavní rozměry radiálního ložiska 1.0 B/A 140

Označení	Hodnota	Jednotka
Průměr hřídele D_A	140	mm
Celková šířka ložiska D_E	172	mm
Maximální zatížení	38917	N

Pro kontrolu je potřeba ještě ověřit měrný tlak v ložiskách. S ohledem na stabilitu rotoru se doporučuje rozmezí $0,8 - 2 \text{ MPa}$.

Měrný tlak v předním ložisku:

$$p_1 = \frac{F_1}{D_A \cdot D_E} = \frac{28,83 \cdot 10^3}{0,14 \cdot 0,172} = 1,197 \text{ MPa} \quad (4.32)$$

Měrný tlak v zadním ložisku:

$$p_2 = \frac{F_2}{D_A \cdot D_E} = \frac{36,12 \cdot 10^3}{0,14 \cdot 0,172} = 1,500 \text{ MPa} \quad (4.33)$$

4.4. RADIÁLNÍ LOŽISKA

Z přílohy 37 z literatury [5] byl určen koeficient $c = 6,6$ a následně určeny ztráty na každé ložisko (zde se D_A dosazuje v milimetrech):

$$P_{zt,R} = c \cdot \left(\frac{D_A}{100} \right)^3 \cdot \frac{B}{A} = 6,6 \cdot \left(\frac{140}{100} \right)^3 \cdot 1 = 18,11 \text{ kW} \quad (4.34)$$

I zde byl použit stejný mazací olej jako při axiálním ložisku, spotřeba oleje na jedno ložisko je:

$$\dot{M}_{ol,R} = \frac{P_{zt,R}}{\Delta t_{ol} \cdot \rho_{ol} \cdot c_{p,ol}} = \frac{18,11 \cdot 10^3}{10 \cdot 866 \cdot 1,674 \cdot 10^3} = 0,00125 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 75 \text{ l min}^{-1} \quad (4.35)$$

Celkové množství oleje spotřebovaného v ložiskách:

$$\dot{M}_{ol,c} = \dot{M}_{ol,A} + 2\dot{M}_{ol,R} = 60 + 2 \cdot 75 = 210 \text{ l min}^{-1} \quad (4.36)$$

Pomocí ztrát v axiálních a radiálních ložiskách lze určit mechanickou účinnost. Celkové ztráty v ložiskách:

$$P_{zt,mech} = P_{zt,A} + 2P_{zt,R} = 14,96 + 2 \cdot 18,11 = 51,18 \text{ kW} \quad (4.37)$$

Mechanická účinnost:

$$\eta_{mech} = 1 - \frac{P_{zt,mech}}{P} = 1 - \frac{51,18 \cdot 10^3}{35 \cdot 10^6} = 0,9985 = 99,85 \% \quad (4.38)$$

5. Výsledné parametry turbíny

V této kapitole budou určeny charakterizující parametry celé turbíny pro návrhový stav, tedy 105 % jmenovitých otáček. Výpočet bude probíhat podobným způsobem, jako v podkapitole 3.2.6. Nejprve je tedy určena entalpie při izoentropické expanzi na konci turbíny. Pro přehlednost bude index RS značit regulační stupeň, index SC stupňovou část, index ST stupeň turbíny a index T turbínu.

$$i_{2iz}^T = f(p_{223}; s_0^{RS}) = 2068,96 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (5.1)$$

Izoentropický spád na celou turbínu je tedy:

$$h_{iz}^T = i_0^{RS} - i_{2iz}^T = 3245,44 - 2068,96 = 1176,48 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (5.2)$$

Skutečný entalpický spád na turbínu:

$$h^T = i_0^{RS} - i_{223} = 3245,44 - 2226,15 = 1019,29 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (5.3)$$

Vnitřní účinnost turbíny (se zanedbáním vlivu vstupní a výstupní rychlosti):

$$\eta_i^T = \frac{a^T}{h_{iz}^T} = \frac{h^T}{h_{iz}^T} = \frac{1019,29}{1176,48} = 0,866 [-] \quad (5.4)$$

Ztráta výstupní rychlosti je známa již ze vztahu (3.166), dopočte se tedy vnitřní termodynamická účinnost:

$$\eta_{tdi}^T = \frac{h^T - z_{c2}}{h_{iz}^T} = \frac{1019,29 - 30,40}{1176,48} = 0,841 [-] \quad (5.5)$$

Celkový vnitřní výkon parní turbíny je součtem výkonu regulačního stupně a výkonu stupňové části ze vztahů (2.90) a (3.169):

$$P^T = P^{RS} + P^{SC} = 2296 + 34679 = 36975 \text{ kW} \quad (5.6)$$

Pro výpočet mechanického výkonu je potřeba ještě zahrnout mechanické ztráty v ložiskách a převodovce. Ztráty v ložiskách a tedy mechanická účinnost byla vypočtena v předešlé kapitole. Převodovka v této práci nebyla navrhována, a tak byla její účinnost odhadnuta na 98 %.

$$P_{mech} = P^T \cdot \eta_{pre} \cdot \eta_{mech} = 36975 \cdot 0,98 \cdot 0,9985 = 36184 \text{ kW} \quad (5.7)$$

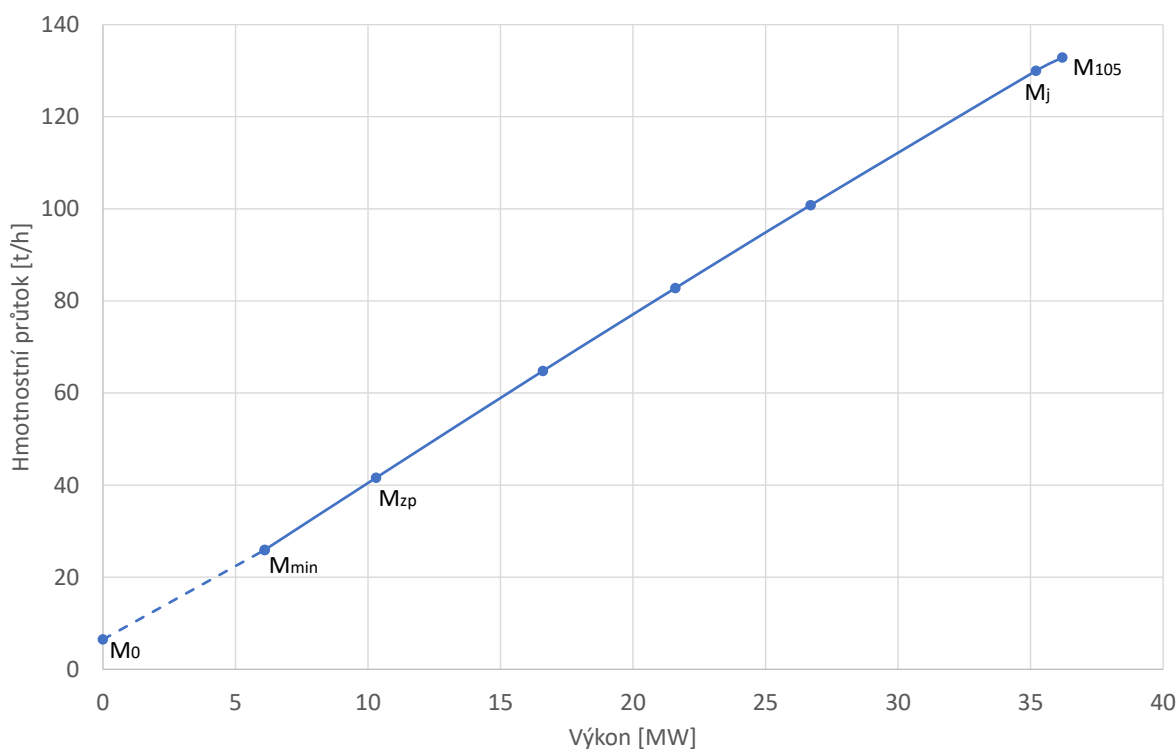
Posledním parametrem popisujícím turbínu je reheat factor. Izoentropické spády na celou turbínu a regulační stupeň jsou již známy z (5.2) a (2.6), suma dílčích izoentropických spádů ve stupňové části byla již zmíněna ve vztahu (3.168). Součinitel zpětného využití ztrát pro celou turbínu je tedy:

$$(1 + f) = \frac{h_{iz}^{RS} + \sum_{i=1}^{23} h_{iz,i}^{ST}}{h_{iz}^T} = \frac{94,04 + 1143,77}{1176,48} = 1,052 [-] \quad (5.8)$$

Navržená turbína je schopna dodat 36184 kW mechanického výkonu při 84,1 % vnitřní termodynamické účinnosti. Reheat factor byl stanoven 1,052. Avšak hodnota výkonu je pouze orientační, neboť při výpočtu se uvažovalo pár zjednodušení, např. zanedbání vlivu vstupní a výstupní rychlosti a zvolená účinnost převodovky, která je v praxi velmi přesně určena.

6. Provozní charakteristika

Poslední částí této diplomové práce je provozní charakteristika turbíny. Jelikož byl celý návrh počítán v prostředí Microsoft Excel, bylo možné jednoduše upravovat hmotnostní průtok a sledovat provoz turbíny. Prvním bodem M_{105} v charakteristice je návrhový průtok při 105% otáčkách. Následně byly otáčky zmenšeny na jmenovité, úměrně zmenšen hmotnostní průtok a byl získán bod M_j . Poté byl při jmenovitých otáčkách zmenšován hmotnostní průtok páry do doby, než nastalo zpětné proudění v posledním stupni. Zpětné proudění se vyznačuje záporným izoentropickým spádem na rotor, a tedy záporným stupněm reakce – bod M_{zp} . Dalším důležitým parametrem je bezpečné minimum – M_{min} . U tohoto bodu nesmí být překročena hranice ohybového napětí -1,5 MPa pro zpětné proudění. Posledním bodem v provozní charakteristice je chod naprázdno, při kterém turbína nevykonává práci, ale rotor má jmenovité otáčky – bod M_0 . Pomocné body mezi M_{zp} a M_j slouží ke správnému vykreslení křivky. Všechny výsledky jsou vyneseny na následujícím obrázku.



Obrázek 6.1: Graf provozní charakteristiky

Závěr

Cílem diplomové práce byl návrh kondenzační parní turbíny pro pohon kompresoru o zadaných parametrech, počínaje od termodynamického výpočtu po pevnostní kontrolu s ohledem na normu API 612. Celý návrhový výpočet byl proveden v programu Microsoft Excel s doplňkem X-Steam Tables, který slouží k přesnému stanovení vlastností vody a páry. Dle normy API 612 proběhl celý výpočet pro 105 % jmenovitých otáček.

V první kapitole byly uvažovány vstupní a výstupní parametry páry, jmenovité otáčky stroje $n_j = 5300 \text{ min}^{-1}$, odhadly se ztráty hrdlem a dále jednotlivé mechanické a termodynamické účinnosti, pomocí kterých byl určen hmotnostní průtok $\dot{M}_p = 36,90 \text{ kg s}^{-1}$.

Další kapitoly se věnují již samotnému návrhu parní turbíny. V prvním kroku byl předběžně navrhnut regulační stupeň, který se následně zpřesnil v detailním výpočtu. Výsledkem byl regulační stupeň ve formě A-kolo o středním průměru $D_s = 0,64 \text{ m}$. Návrh vycházel ze zvoleného poměru $\frac{u}{c_{iz}} = 0,429$ a stupně reakce o hodnotě 0,07. Výsledná termodynamická účinnost regulačního stupně pak je 66,2 % o výkonu 2296 kW. Poté byly vybrány konkrétní lopatkové profily a byla provedena pevnostní kontrola, která potvrdila realizovatelnost výpočtu.

Následně byla navrhována stupňová část turbíny, pro kterou bylo zvoleno přetlakové lopatkování. Nejdříve proběhl předběžný výpočet, ve kterém bylo stanoveno 6 kuželů, na které byla turbína rozdělena. Pro každý tento kužel byl pak určen přibližný počet stupňů ke zpracování entalpického spádu a byla předběžně navrhována i jeho geometrie pro první a poslední lopatkovou řadu.

Po předběžném návrhu stupňové části se přešlo na detailní návrh. Byl určen výsledný počet stupňů, tj. 23, a u každého z nich byla vypočtena geometrie, termodynamické charakteristiky, stupeň reakce, vnitřní účinnost a zkontrolováno tlakové číslo. Celkový výkon stupňové části byl stanoven na 34679 kW o vnitřní termodynamické účinnosti 87,1 %. Dále byl stanoven reheat factor pro stupňovou část na 1,041.

Na detailní návrh navazoval pevnostní výpočet, při kterém byly vhodně zvoleny jednotlivé profily pro jednotlivé stupně a byla provedena pevnostní kontrola s ohledem na normu API 612, tedy aby turbína pevnostně vydržela 127 % jmenovitých otáček. Ke splnění této podmínky bylo nutné použít silnější profily, než doporučená literatura nabízela.

V další kapitole byl navrhnut ucpávkový systém k zamezení úniku páry netěsnostmi a ke kompenzaci axiálních sil byl zaveden vyrovnávací píst, jenž odbírá hmotnostní tok páry z regulačního stupně o velikosti $1,40 \text{ kg s}^{-1}$ a zavádí zpátky za druhý kužel zmenšený o únik ucpávkou A1. Poté byly vypočteny axiální a radiální síly a vhodně vybrány příslušná ložiska pro správnou funkčnost turbíny. Následně pomocí ztrát v ložiscích byla určena skutečná mechanická účinnost na 99,85 %.

V rámci předposlední kapitoly byly vyhodnoceny parametry celé turbíny. Její vnitřní termodynamická účinnost je 84,1 % o celkovém mechanickém výkonu 36184 kW. Reheat factor celé turbíny byl stanoven na 1,052.

V poslední kapitole byla provedena provozní charakteristika turbíny regulací hmotnostního toku páry. Byl zjištěn hmotnostní tok páry při chodu naprázdno, minimální hmotnostní průtok, průtok, při kterém nastává zpětné proudění, a dále průtok při návrhových a jmenovitých otáčkách. Všechny tyto hodnoty byly následně dány do grafu v závislosti na mechanickém výkonu.

Součástí této práce je i ideový konstrukční výkres vybraného uzlu turbíny, který vychází z geometrie turbíny, která byla stanovena v této práci.

Reference

- [1] HOLMGREN, Magnus. *X Steam: IAPWS IF97 Excel Steam Tables* [počítačový soubor .xls - freeware]. Ver.2.6. [cit. 2020-01-28].
- [2] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů*. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.
- [3] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1334-4.
- [4] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Závěrečný projekt: Výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství*. Brno: PC-DIR, 1989, 336 s. Učební texty vysokých škol.
- [5] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.
- [6] ŠKORPÍK, Jiří. *Machovo číslo a efekty při proudění vysokými rychlostmi*. Transformační technologie, 2006-01, [poslední aktualizace 2020-01-27]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293 [cit. 2020-03-10]. Dostupné z: <https://www.transformacni-technologie.cz/39.html>
- [7] Kingsbury [online]. *KingCole: Pivoting pad LEG bearings*. [cit. 2020-03-20]. Dostupné z: <https://www.kingsbury.com/Products/kingcole>
- [8] Kingsbury [online]. *Leg Bearings: Thrust and journal* [cit. 2020-03-20]. Dostupné z: <https://www.kingsbury.com/Products/journal-leg>
- [9] Paramo [online]. *Technické informace MOGUL TB*. ©2014. [cit. 2020-3-20]. Dostupné z: https://eshop.paramo.cz/data/VyrobkovaDokumentace/ti_mogul_tb_z3.pdf

Seznam obrázků

1.1	Změna teploty v kondenzátoru	15
2.1	Předběžný průběh expanze v regulačním stupni (A-kolo) [3]	17
2.2	Druhy parciálního ostříku [3]	20
2.3	Redukovaná účinnost regulačního stupně (A-kola) [3]	20
2.4	Ztráty třením a ventilací regulačního stupně [3]	21
2.5	Rychlostní trojúhelníky pro regulační stupeň [4] – upraveno	23
2.6	Závislost rychlostních součinitelů na ohnutí proudu [4]	25
2.7	Závislost korekčního součinitele na délce lopatky [4]	25
2.8	Rychlostní trojúhelníky v regulačním stupni	26
2.9	Válcový průtokový kanál [3]	26
2.10	Detailní průběh expanze v regulačním stupni (A-kolo) [3]	28
2.11	Označení rozměrů charakterizujících profil [3]	31
3.1	Diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou $\frac{c_a}{u}$ [3]	37
3.2	Obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku [3]	39
3.3	Předběžný průběh tlaku a měrného objemu kužely	42
3.4	Tvar průtočného kanálu	43
3.5	Vývojový diagram výpočtu stupňové části	44
3.6	Rychlostní trojúhelníky pro přetlakový stupeň [3] – upraveno	46
3.7	Rychlostní trojúhelníky pro 23. stupeň	48
3.8	Průběh expanze ve stupni kondenzační parní turbíny	49
3.9	Průtokový kanál se zavedeným vyrovnávacím pístem a regulačním stupněm	53
3.10	Průběh tlakového čísla stupňovou částí	63
3.11	Průběh stupně reakce stupňovou částí	63
3.12	Průběh vnitřní účinnosti stupňovou částí	63
3.13	Průběh tlaku a měrného objemu stupňovou částí	64
3.14	Výstupní úhel lopatky pro jednotlivé řady	64
3.15	Rozměry lopatek	66
3.16	Odstředivé napětí	71
3.17	Ohybové napětí	71
4.1	Schéma labyrintové ucpávky [3]	73
4.2	Průtokový součinitel ucpávek [3]	74
4.3	Schéma ucpávkového systému	76
4.4	Schéma působení axiálních sil	77
4.5	Model rotoru turbíny	78
4.6	Schéma působení sil na radiální ložiska	79
6.1	Graf provozní charakteristiky	82

Seznam tabulek

3.1	Tolerance radiální vůle v lopatkování [3]	38
3.2	Výsledky předběžného návrhu - část první	41
3.3	Výsledky předběžného návrhu - část druhá	42
3.4	Geometrie kuželů - část první	54
3.5	Geometrie kuželů - část druhá	54
3.6	Geometrie kuželů - část třetí	54
3.7	Stav páry - část první	55
3.8	Stav páry - část druhá	56
3.9	Energetické ztráty - část první	56
3.10	Energetické ztráty - část druhá	57
3.11	Energetické ztráty - část třetí	58
3.12	Vlastnosti stupně - část první	58
3.13	Vlastnosti stupně - část druhá	59
3.14	Vlastnosti stupně - část třetí	59
3.15	Rychlostní trojúhelníky - část první	60
3.16	Rychlostní trojúhelníky - část druhá	61
3.17	Rychlostní trojúhelníky - část třetí	62
3.18	Základní parametry použitých profilů	66
3.19	Délky jednotlivých kuželů	67
3.20	Výsledky pevnostního výpočtu - část první	70
3.21	Výsledky pevnostního výpočtu - část druhá	71
4.1	Výsledky ucpávkového systému	76
4.2	Hlavní rozměry axiálního ložiska 6-Pad 190 Series	77
4.3	Hlavní rozměry radiálního ložiska 1.0 B/A 140	79

Seznam použitých symbolů a zkratek

Seznam symbolů

1+f	-	reheat faktor
a	m s^{-1}	rychlost zvuku
a	kJ kg^{-1}	měrná práce
B	m	šířka lopatky
B	-	konstanta pro ocel
c	m s^{-1}	absolutní rychlost
c	m	délka tětiny lopatky
c	$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	měrná tepelná kapacita
D	m	průměr
d	m	axiální mezera mezi řadami
F	N	síla
g	m s^{-2}	gravitační konstanta
h	kJ kg^{-1}	entalpický spád
i	kJ kg^{-1}	entalpie
k	-	součinitel
k	m	radiální vůle
l	m	délka lopatky
m	kg	hmotnost
\dot{M}	kg s^{-1}	hmotnostní tok (páry, oleje)
M	Nm	moment
Ma	-	Machovo číslo
n	s^{-1}	otáčky
p	bar	tlak
P	kW	výkon
Pa	-	Parsonsovo číslo
s	$\text{kJ K}^{-1} \text{kg}^{-1}$	entropie
s	m	rozteč lopatek/axiální vůle
s_1	-	součinitel rozdělení parciálního ostříku
S	m^2	průřez
t	$^{\circ}\text{C}$	teplota
t	m	tloušťka
T	m	těžiště
u	m s^{-1}	obvodová rychlost
v	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$	měrný objem
w	m s^{-1}	relativní rychlost
W	cm^{-3}	ohybový modul průřezu
x	-	suchost páry
x	m	délka kužele
z	-	počet (lopatek, stupňů)
z	kJ kg^{-1}	energetické ztráty
α	-	součinitel
α	$^{\circ}$	vstupní/výstupní úhel lopatky
β	$^{\circ}$	výstupní úhel lopatky

γ	$^{\circ}$	úhel nastavení profilu
δ	$^{\circ}\text{C}$	nedohřev
δ	-	součinitel
δ	mm	radiální vůle
ε	-	parciální ostřík
η	-	účinnost
κ	-	Poissonova konstanta
λ	-	ztrátový součinitel
μ	-	součinitel
ξ	-	poměrná ztráta/součinitel kvality výstupního hrdla
π	-	součinitel
ρ	-	stupeň reakce
ρ	kg m^{-3}	hustota
σ	MPa	napětí
φ	-	rychlostní součinitel na statoru
ψ	-	rychlostní součinitel na rotoru
Ψ	-	tlakové číslo
ω	rad s^{-1}	úhlová rychlost
Δ	-	rozdíl, změna
Δ	mm	šířka (břitu)

Seznam zkratek

a	vstupní
a, A	axiální (směr, ložisko)
b	bandáž
c	celková
d	dýza
ekv	ekvivalentní (vůle)
h	hlava
i	vnitřní
in	vstup
iz	izoentropický stav
j	jmenovité (otáčky)
k	radiální mezera (ztráta)
k, K	kondenzátor
krit	kritický
l	lopatka
min, max	minimální, maximální
mech	mechanická
n	výstupní
new	nový
o	odstředivá
o	ostříknuté
ol	olej
odh	odhadované
ohyb	ohybové (napětí)
opt	optimální

ost	ostatní
out	výstup
p	patní
p	při konstantním tlaku
pre	převodovka
R	rotor
r, R	radiální (směr, ložisko)
red	redukována
RS	regulační stupeň
s	střední
S	stator
sat	saturační (teplota, tlak)
segm	segmentů po obvodu
SC	stupňová část
sp	špice lopatky
T	turbína
tah	tahové (napětí)
tdi	termodynamická (účinnost)
tr	tření
u	stav páry mimo profilových ztrát
u	unášivý (obvodový) směr/účinnost
U	ucpávka
v	rozvějíření (ztráta)
v	při konstantním objemu
VP	vyrovnávací píst
vzd	vzduch
x	vlhkost páry (ztráta)
zp	zpětné proudění
zt	ztrátový (výkon)
z5	výstupním hrdlem (ztráta)
0	stav na vstupu do statoru
0	(chod) naprázdno
0t	totální ostřík
1	stav mezi statorem a rotorem
1	zatížená strana, přední (ložisko)
1	na jednu lopatku
2	stav na výstupu z rotoru
2	nezatížená strana, zadní (ložisko)
5	tření a ventilace (ztráta)
6	parciální ostřík (ztráta)
61	ventilace neostříkнутých lopatek (ztráta)
62	ostřík na okraji pásma (ztráta)
7	radiální mezera (ztráta)
105, 127	% (otáček)
I-VI	číslo (pořadí) kužele
∞	nekonečně dlouhá lopatka

Seznam příloh

- 1 Výkres: koncepční řez parní turbínou